



Universidade Federal de São Paulo
Departamento de Ciências Exatas e da Terra
Bacharelado em Engenharia Química

Fillipe Rodrigues Costa

Modelagem de Sistema de Distribuição de Água de Resfriamento

Trabalho de Conclusão de Curso

Volume I

Diadema
2019

Fillipe Rodrigues Costa

Modelagem de Sistema de Distribuição de Água de Resfriamento

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Programa de Graduação em Engenharia Química, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Química.

Orientador: Ricardo Pontes

Volume I

**Diadema
2019**

Costa, Fillipe

Modelagem de Sistema de Distribuição de Água de Resfriamento/Fillipe Costa. – – Diadema, 2019.

60 f.

Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Química) - Universidade Federal de São Paulo - Campus Diadema, 2019.

Orientador: Ricardo Pontes

1. Tubulações Industriais. 2. Perda de Carga. 3. Bombeamento. I. Título.

CDD 621.256

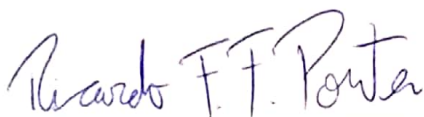
FILLIPE RODRIGUES COSTA

**MODELAGEM DE SISTEMA DE DISTRIBUIÇÃO DE
ÁGUA DE RESFRIAMENTO**

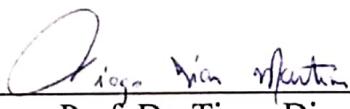
Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado como exigência parcial para
obtenção do título de Bacharel em
Engenharia Química, ao Instituto de
Ciências Ambientais, Químicas e
Farmacêuticas da Universidade Federal
de São Paulo – Campus Diadema.

Aprovado em: 19/11/2019

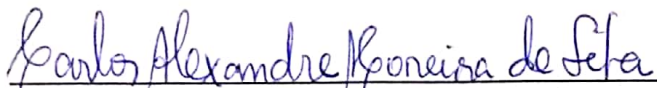
BANCA EXAMINADORA



Prof. Dr. Ricardo de Freitas Fernandes Pontes
Orientador



Prof. Dr. Tiago Dias Martins



Prof. Dr. Carlos Alexandre Moreira da Silva

Diadema (SP)
2019

Agradecimentos

- Ao professor orientador Ricardo, pela sua paciência, disponibilidade, conselhos e ensinamentos, que foram essenciais para o desenvolvimento do TCC.
- A Tayna, que se manteve ao meu lado todo esse tempo.
- Aos meus pais, Claudia e Marcos, e a toda a minha família, que sempre me incentivaram e confiaram em mim.
- Ao Raphael, que me ensinou tudo que sei sobre VBA.
- Aos meus amigos, Caique, Gustavo, Caio, João e todos os outros, pelos momentos de diversão proporcionados durante a graduação.

Resumo

Ao se dimensionar bombas para um sistema de distribuição de água de resfriamento em trocadores de calor em série, podem ocorrer problemas como “curto-circuitos” na tubulação: a perda de carga acumulada em alguns pontos do sistema é muito alta, o que previne que o fluido escoe naquela tubulação, desviando-o para um trecho da tubulação com menor perda de carga. Esse fenômeno pode gerar custos extras de operação, pois, se espera que o escoamento ocorra de acordo com os balanços de massa realizados durante o projeto. Dado que esse balanço pode não se realizar caso ocorra um curto-circuito, o escoamento não será dividido igualmente, e poderá prejudicar os processos industriais. Este projeto tem como objetivo propor soluções para esse problema, por meio da adição de bombas ou válvulas em pontos específicos do escoamento. O sistema consiste de uma torre de resfriamento, uma bomba principal, e dois trocadores de calor em paralelo, com água a 25 °C escoando em tubulações de aço-carbono. Os cálculos foram realizados iterativamente, até que a variação entre os resultados das iterações se tornasse menor que um determinado fator de erro. Foram criados diversos algoritmos que calculam os passos necessários para se obter os resultados, e foram utilizadas macros do *Visual Basic for Applications* do *Excel* para executar os algoritmos citados. Apesar das simplificações feitas, o esforço computacional ainda é muito grande, fazendo com que cada simulação demorasse por volta de 20 minutos para ser executada. Por fim, conclui-se que, para trocadores de calor idênticos, mas distantes um do outro, a melhor solução seria a adição de uma válvula de controle na tubulação com menor perda de carga. Já para trocadores de calores com perdas de carga muito discrepantes, a melhor solução é adição de uma bomba auxiliar na tubulação com maior perda de carga.

Abstract

When designing pumps for a water distribution system for series of heat exchangers, problems such as “short circuits” in the piping can occur: the head loss accumulated in some points of the system is high, which prevents the fluid from flowing in that region, being redistributed for another piping with less head loss. This phenomenon can cause increase the costs of operation, for it is expected for the flow to occur in accordance to the mass balances calculated during the project, what could not happen when there is a short circuit in the flow. In that case, the flow will not be evenly distributed, leading to problems in the industrial processes. This project aims to propound solutions to this problem, through addition of pumps or control valves in specific locations of the piping. The system consists of a cooling tower, a main pump and two parallel heat exchangers, with water at 25 °C flowing in carbon steel pipes. The calculations were made iteratively, until the variation between the results of each iteration were lower than a set error. A number of algorithms were made and used to calculate the necessary steps to obtain the results, utilizing Visual Basic for Applications for Excel macros to execute the said algorithms. Despite the simplifications, the processing effort were still too high, causing each simulation to take roughly 20 minutes to complete. Lastly, it can be concluded that, for identical but distant heat exchangers, the best solution would be the addition of a control valve in the piping with lower head loss. Alternatively, for heat exchangers with different values of head loss, the best solution would be the addition of an auxiliar pump in the piping with higher head loss.

Lista de ilustrações

Figura 1 – Sistema de Distribuição de Água de Resfriamento.	11
Figura 2 – Sistema de Distribuição de Água de Resfriamento com Instalação de Válvulas de Controle.	12
Figura 3 – Comportamento de um fluido entre duas placas.	15
Figura 4 – Forças atuantes em uma partícula de fluido ao longo de uma linha de corrente.	17
Figura 5 – Escoamento viscoso e incompressível em tubulação pressurizada. .	19
Figura 6 – Seção de Tubulação com Válvula.	21
Figura 7 – Exemplo de bomba alternativa	23
Figura 8 – Exemplos de bombas rotativas.	23
Figura 9 – Bomba centrífuga em caixa em caracol.	25
Figura 10 – Curva de Desempenho para bombas do modelo 4013.	28
Figura 11 – Geometrias de Plugs.	29
Figura 12 – Válvula Gaveta.	31
Figura 13 – Válvula Globo.	32
Figura 14 – Válvula Borboleta.	32
Figura 15 – Válvula de Esfera.	33
Figura 16 – Torre de ventilação natural hiperbólica.	34
Figura 17 – Torre de Ventilação Forçada.	35
Figura 18 – Torre de Ventilação Induzida.	36
Figura 19 – Torre de Ventilação Híbrida.	37
Figura 20 – Esquema de Trocador de Calor Casco e Tubo.	38
Figura 21 – Esquema de Estudo.	39
Figura 22 – Algoritmo 1.	41
Figura 23 – Algoritmo 2.	41
Figura 24 – Algoritmo 3.	42
Figura 25 – Algoritmo 4.	42
Figura 26 – Fluxograma de execução dos algoritmos.	43
Figura 27 – Potência da bomba principal.	46
Figura 28 – Potência da bomba principal após a adição da válvula.	47
Figura 29 – Gráfico de potência da bomba principal por comprimento equivalente. .	48
Figura 30 – Gráfico de potência da bomba principal por comprimento da tubulação. .	49

Lista de tabelas

Tabela 1 – Classificação de Escoamento	20
Tabela 2 – Parâmetros e graus de liberdade.	44
Tabela 3 – Resultado da execução do Algoritmo 1 e Algoritmo 2.	45
Tabela 4 – Resultado do Algoritmo 3.	46
Tabela 5 – Resultado do Algoritmo 4.	47
Tabela 6 – Resultados das simulações de variação de L_{eq}	48
Tabela 7 – Resultado das simulações de variação de comprimento.	49

Sumário

1	Introdução	11
2	Revisão da Literatura	14
2.1	Escoamento	14
2.2	Viscosidade	14
2.3	Perda de Carga	16
2.3.1	Equação de Bernoulli	16
2.3.2	Perda de Carga Distribuída	18
2.3.3	Perda de Carga Localizada	20
2.3.4	Perda de Carga Total	22
2.4	Bombeamento	22
2.4.1	Bombas de Deslocamento Positivo	22
2.4.2	Turbobombas	23
2.4.3	Dimensionamento de Bombas	25
2.4.4	Curva de Bomba	27
2.5	Válvulas	28
2.5.1	Corpo	28
2.5.1.1	Elemento de controle	29
2.5.1.2	Plug	29
2.5.1.3	Sede	29
2.5.1.4	Conexões	29
2.5.2	Castelo	30
2.5.3	Válvulas Mais Utilizadas	30
2.5.3.1	Válvula Gaveta	30
2.5.3.2	Válvula Globo	31
2.5.3.3	Válvula Borboleta	32
2.5.3.4	Válvula de Esfera	33
2.5.4	Aplicação	33
2.6	Torres de Resfriamento	33
2.7	Trocadores de Calor	37
3	Metodologia	39
4	Resultados	44
5	Conclusão	51
6	Sugestões para Trabalhos Futuros	53

Referências	54
APÊNDICES	55
APÊNDICE A – Código que executa os algoritmos	56

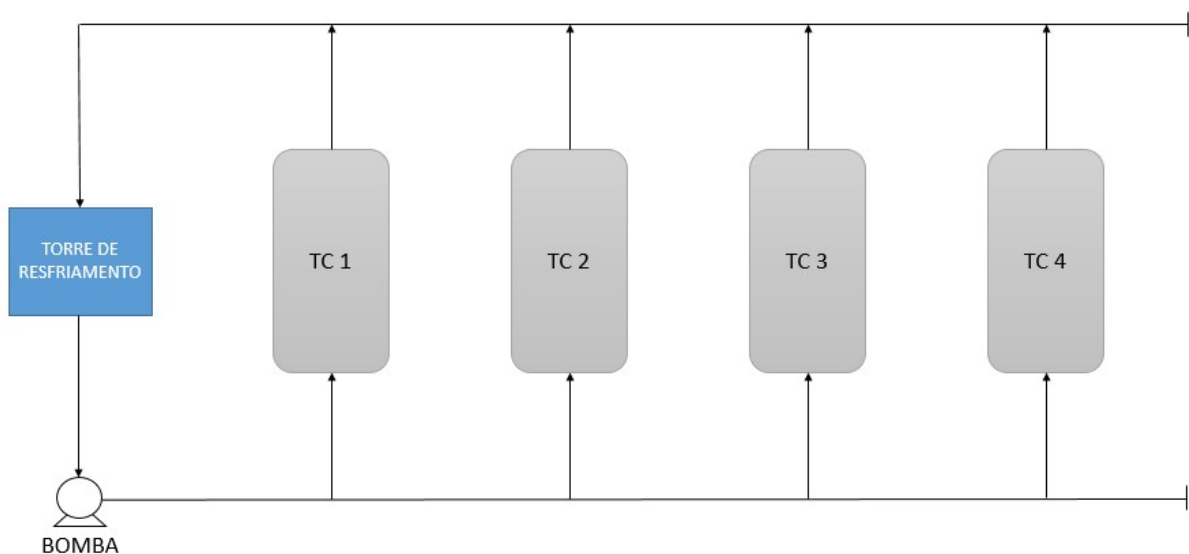
1 Introdução

Antes de se iniciar a construção de qualquer indústria química, é necessário projetar todas as suas operações unitárias e dimensionar respectivos equipamentos, indo desde os processos principais até os sistemas de utilidades.

Uma das características mais importantes (e por vezes negligenciada) a se dimensionar é a capacidade das bombas que possibilitarão o transporte de fluidos pela área da indústria. Bombas superdimensionadas cumprirão sua função de transportar o fluido, entretanto, irão ter um consumo de energia e custo de aquisição maior que o necessário. Por outro lado, uma bomba subdimensionada não terá a potência suficiente para fazer com que o fluido vença a perda de carga do sistema, comprometendo o funcionamento do processo.

Bombas subdimensionadas são perigosas em sistemas de resfriamento, já que esse sistema demanda uma grande quantidade de água e, por consequência, bombas de grandes dimensões. Considerando o sistema da Figura 1, no qual água fria deve sair de uma torre de resfriamento e resfriar diversos trocadores de calor em paralelo, para depois retornar quente para a torre de resfriamento. Uma bomba com capacidade inferior ao necessário, pode causar um “curto-circuito” no escoamento: por não ter a energia necessária para superar a perda de carga de toda a tubulação, a água toma o caminho com menor resistência e resfriando, por exemplo, apenas os trocadores de calor 1 e 2, e não atingindo os trocadores 3 e 4.

Figura 1 – Sistema de Distribuição de Água de Resfriamento.



Autor (2019)

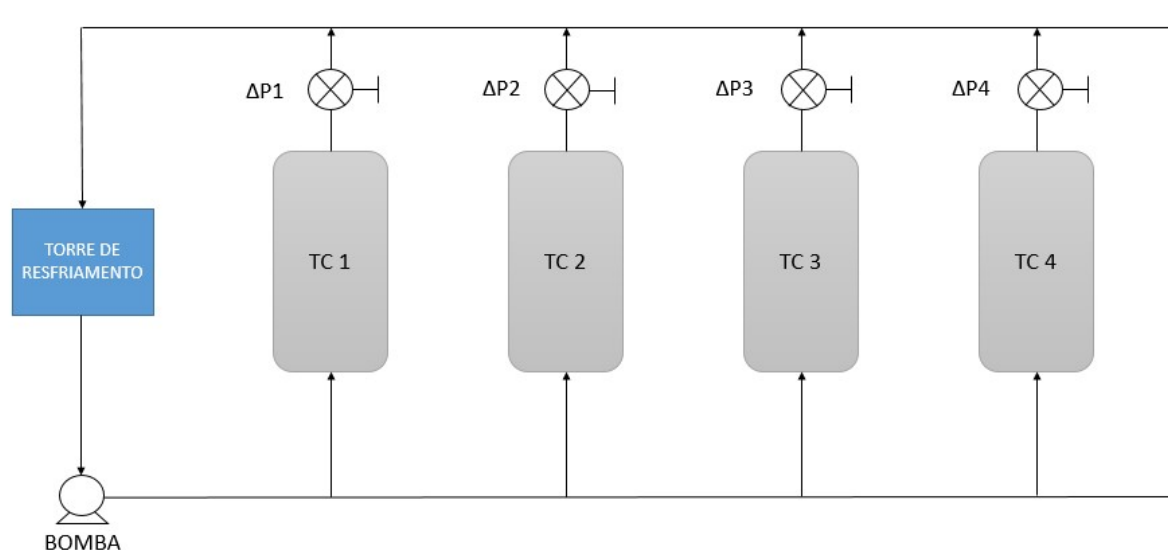
A perda de carga que a água deve superar para chegar no trocador de calor 4 provavelmente será maior que a perda de carga para o trocador de calor 1. Por

isso, a bomba deve ser dimensionada em função do trocador de calor 4, deixando-a muitas vezes superdimensionada para os trocadores de calor no início da tubulação. Sendo a bomba superdimensionada para o primeiro trocador de calor, e dimensionada justamente para o trocador de calor 4, a pressão na saída do trocador de calor 1 poderá ser maior que a pressão de saída do trocador de calor 4, podendo causar um curto-circuito na operação. Engenheiros de projeto geralmente superdimensionam as bombas, de forma a garantir que o escoamento ocorra, porém, essa “solução” não é economicamente correta.

Para solucionar esse problema, pode-se dimensionar uma bomba auxiliar, de menor potência, em um ponto intermediário da tubulação. Ao adicionar essa energia extra no escoamento, o fluido será capaz de percorrer o trecho restante da tubulação e não haverá a formação do curto-circuito, e os trocadores de calor são resfriados por igual.

Porém, o custo de compra, manutenção e operação de uma bomba auxiliar pode não ser justificado em determinados projetos. Uma solução mais comum para o problema do curto-circuito é o controle de perda de carga da tubulação. Diminuindo o diâmetro da tubulação dos primeiros trocadores de calor ou inserindo acessórios (como orifícios de restrição e válvulas de controle), pode-se aumentar a perda de carga no início da tubulação. Assim sendo, a perda de carga no início da tubulação será igual à perda de carga no fim da tubulação, e não haverá caminho com menor resistência para ocasionar a formação do curto-circuito. Essa solução pode ser melhor visualizada na Figura 2. Nota-se a instalação de quatro válvulas de controle na saída dos trocadores de calor 1, 2, 3 e 4:

Figura 2 – Sistema de Distribuição de Água de Resfriamento com Instalação de Válvulas de Controle.



Utilizando as válvulas é possível controlar o processo, de forma que a perda de carga em todos os trechos sejam iguais.

Ao modelar um sistema de distribuição de água de resfriamento, pode-se prever os custos e comparar qual é a melhor solução: onde e quantas bombas auxiliares devem ser instaladas para resolver possíveis problemas de escoamento, definir se a melhor solução é a instalação de válvulas de controle nas saídas dos trocadores de calor, ou ainda determinar se a implementação de coletores de retorno distintos podem eliminar o risco de curto-circuitos no escoamento.

O engenheiro responsável pelo projeto deve ser capaz de utilizar seus conhecimentos para analisar qual a melhor solução para os possíveis problemas do sistema, minimizando os custos totais de projeto, capital, manutenção e operação. Dessa forma, o objetivo deste trabalho de conclusão de curso é modelar matematicamente os diversos métodos existentes para a solução do problema da perda de carga em sistemas de distribuição de água de resfriamento, além de selecionar as melhores soluções aplicáveis.

2 Revisão da Literatura

2.1 Escoamento

Escoamentos de fluidos em tubulações podem ser classificados de diversas formas: compressíveis e incompressíveis; laminar e turbulento; viscoso e não viscoso; natural e forçado (ÇENGEL; CIMBALA, 2007).

Escoamento laminar é aquele que apresenta um movimento ordenado de suas partículas, formando camadas (ou “lâminas”) que escoam umas sobre as outras. Esse escoamento geralmente ocorre em vazões mais baixas. Já as partículas em um escoamento turbulento apresentam uma movimentação caótica, causando turbulência no sistema, ocorrendo em sistemas com altas vazões. Nota-se que escoamentos laminares ou turbulentos influenciam diretamente a perda de carga do sistema (ÇENGEL; CIMBALA, 2007).

Viscosidade pode ser definida como a resistência ao escoamento, causada pela força de atrito entre duas camadas de fluido que se movem uma em relação a outra. Dessa maneira, os escoamentos onde essa resistência ao movimento é insignificante perante outras forças podem ser chamados de não viscosos (embora nenhum escoamento seja verdadeiramente não viscoso: não há fluidos com viscosidade igual a zero). Considerar que não há efeitos viscosos em certas regiões do escoamento pode facilitar os cálculos sem perdas expressivas de precisão. Entretanto, há áreas onde as forças de atrito viscosas são significantes e não podem ser ignoradas, nesses casos o escoamento é viscoso (ÇENGEL; CIMBALA, 2007).

Em escoamentos naturais, a vazão é forçada por meios naturais como a gravidade (que força o fluido a escoar quando há diferença de altura entre dois pontos do encanamento), ou como a temperatura (que faz o fluido mais quente, portanto, menos denso, a subir e o mais frio e mais denso a descer). Quando o uso de meios naturais se torna inviável, pode-se utilizar ferramentas como bombas para obrigar o movimento do fluido: o escoamento então é classificado como forçado (ÇENGEL; CIMBALA, 2007).

2.2 Viscosidade

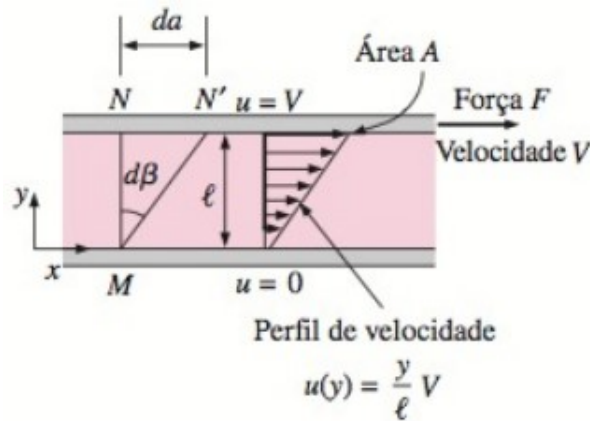
De acordo com Munson, Young e Okiishi (2002), somente a massa específica e o peso específico não são suficientes para descrever o escoamento de substâncias, já que fluidos com massas específicas parecidas podem escoar de maneiras diferentes. Para representar a fluidez de uma substância, utiliza-se a viscosidade.

Quando um fluido se movimenta em relação a um sólido ou a outro fluido, desenvolve-se uma força de resistência na direção oposta à direção do movimento, a força de atrito. Quanto maior a resistência ao movimento, maior é a viscosidade do

fluido (ÇENGEL; CIMBALA, 2007).

Considerando o sistema visualizado na Figura 3 de duas placas paralelas de grande tamanho, no qual a placa inferior se encontra fixada e imóvel, e a superior pode se movimentar normalmente. Ao se aplicar uma força F na placa superior, após entrar em regime permanente, a mesma se movimenta continuamente com velocidade V . Nota-se que a camada superior, imediatamente abaixo da placa em movimento, se move com a mesma velocidade V , o que é congruente com a definição de fluido: quando uma tensão de cisalhamento é aplicada a um fluido, ele se deforma continuamente (MUNSON; YOUNG; OKIISHI, 2002).

Figura 3 – Comportamento de um fluido entre duas placas.



(Yunus A. Çengel; John M. Cimbala (2007))

A tensão de cisalhamento que age sobre essa camada de fluido pode ser descrita na Equação 2.1:

$$\tau = \frac{F}{A_c} \quad (2.1)$$

Onde A_c é a área de contato entre a placa e o fluido, e τ é a tensão de cisalhamento (ÇENGEL; CIMBALA, 2007).

A placa inferior continua imóvel durante o processo. Da mesma forma, a camada de fluido exatamente acima da placa inferior, se mantém com velocidade nula (MUNSON; YOUNG; OKIISHI, 2002).

Em um escoamento laminar estacionário, forma-se um perfil de velocidade linear para o fluido, indo de 0 até V . O perfil de velocidade e o gradiente de velocidade pode ser visualizado pelas Equações 2.2 e 2.3 (ÇENGEL; CIMBALA, 2007):

$$u(y) = \frac{y}{l} V \quad (2.2)$$

$$\frac{du}{dy} = \frac{V}{l} \quad (2.3)$$

Onde l é a espessura da camada de fluido, $u(y)$ é o perfil de velocidade, du/dy é o gradiente de velocidade e y é a distância vertical da placa inferior.

Em um intervalo de tempo tão pequeno quanto for necessário dt , observa-se que as partículas de fluido se deslocam em um angulo infinitesimal $d\beta$. Conclui-se então que a taxa de deformação causada pela influência da tensão de cisalhamento τ é equivalente ao gradiente de velocidade, e pode ser descrita pela Equação 2.4 (ÇENGEL; CIMBALA, 2007):

$$\frac{d\beta}{dt} = \frac{du}{dy} \quad (2.4)$$

Experimentalmente, pode-se visualizar que, para fluidos newtonianos, a tensão de cisalhamento é diretamente proporcional a taxa de deformação e ao gradiente de velocidade. Para escoamentos cisalhantes unidimensionais de fluidos newtonianos, a tensão de cisalhamento pode ser expressa pela relação da Equação 2.5 (ÇENGEL; CIMBALA, 2007):

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \quad (2.5)$$

Onde μ é o coeficiente de viscosidade (também chamado de viscosidade dinâmica ou absoluta) do fluido.

2.3 Perda de Carga

Ao se projetar bombas ou ventiladores, a perda de carga é um valor de importância, pois, está diretamente relacionada à potência necessária do equipamento.

2.3.1 Equação de Bernoulli

De acordo com Çengel e Cimbala (2007), a equação de Bernoulli pode ser descrita como uma *relação aproximada entre pressão, velocidade e elevação, sendo válida em regiões de escoamento incompressível e em regime permanente, onde as forças de atrito resultantes são desprezíveis*. Apesar de simples, pode ser utilizada para resolver diversos problemas de escoamento.

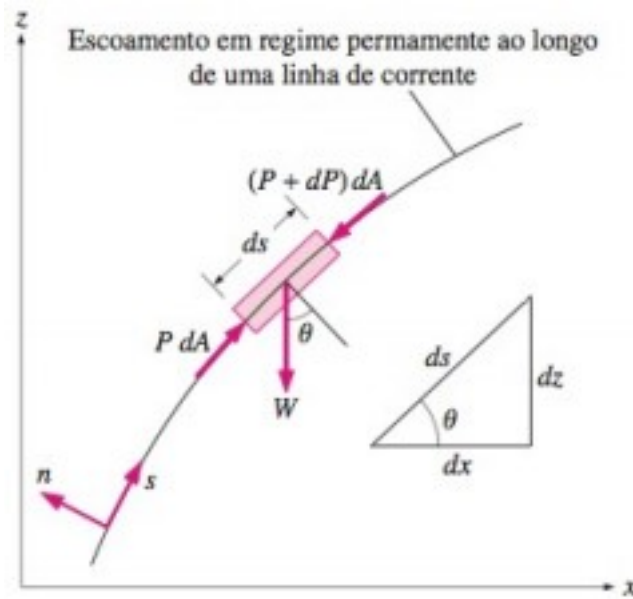
O principal problema das considerações necessárias para a utilização da equação de Bernoulli é que os efeitos viscosos não existem. Portanto, a equação só pode ser utilizada em regiões do escoamento onde as forças de atrito são desprezíveis em vista de outras forças que atuam sobre o fluido (ÇENGEL; CIMBALA, 2007).

Considerando uma partícula de fluido que se movimenta seguindo uma linha de corrente em um campo de escoamento em regime permanente, pode-se aplicar a Segunda Lei de Newton, descrita na equação 2.6 (ÇENGEL; CIMBALA, 2007):

$$\sum F = ma \quad (2.6)$$

Se aplicada em uma região do escoamento onde as forças viscosas são desprezíveis, as forças que atuam na direção s são a pressão e o peso da partícula de fluido, como descrito na Figura 4:

Figura 4 – Forças atuantes em uma partícula de fluido ao longo de uma linha de corrente.



Yunus A. Çengel; John M. Cimbala (2007)

Pode-se então reescrever a Equação 2.6 conforme a Equação 2.7 (ÇENGEL; CIMBALA, 2007):

$$P dA - (P + dP) dA - W \sin \theta = m V \frac{dV}{ds} \quad (2.7)$$

Onde θ é o ângulo entre a normal da linha de corrente e o eixo z vertical no ponto, W é o peso da partícula e $\sin \theta$ é igual a dz/ds . Substituindo na Equação 2.7 temos a Equação 2.8 (ÇENGEL; CIMBALA, 2007):

$$-dP dA - \rho g dA ds \frac{dz}{ds} = \rho dA ds V \frac{dV}{ds} \quad (2.8)$$

Podemos simplificar a Equação 2.8, que se torna a Equação 2.9 (ÇENGEL; CIMBALA, 2007):

$$\frac{dP}{\rho} + \frac{1}{2}d(V^2) + g dz = 0 \quad (2.9)$$

Integrando, temos a Equação 2.10:

$$\frac{dP}{\rho} + \frac{V^2}{2} + g z = C \quad (2.10)$$

Onde C é uma constante.

Aplicando a Equação 2.10 entre dois pontos na mesma linha de corrente, temos a equação de Bernoulli descrita na Equação 2.11 (ÇENGEL; CIMBALA, 2007):

$$\frac{dP_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + g z_1 = \frac{dP_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + g z_2 \quad (2.11)$$

Considerando o sistema real, com bombas fornecendo carga ao fluido (h_{bomba}) e turbinas retirando carga do fluido ($h_{turbina}$), além de perdas irreversíveis causadas pelo atrito do fluido com as paredes da tubulação (h_T), temos a Equação 2.12 (ÇENGEL; CIMBALA, 2007):

$$\frac{P_1}{\rho_1 g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 + h_{bomba} = \frac{P_2}{\rho_2 g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + h_{turbina} + h_T \quad (2.12)$$

A velocidade do escoamento pode ser calculada pela Equação 2.13 (ÇENGEL; CIMBALA, 2007):

$$V = \frac{U}{A} \quad (2.13)$$

Onde U é a vazão volumétrica, e a área de seção transversal A de uma tubulação cilíndrica pode ser calculada pela Equação 2.14:

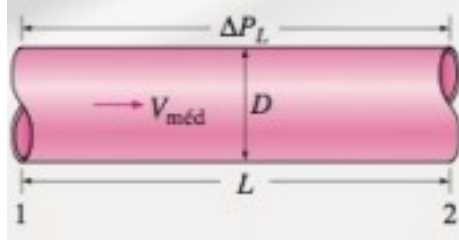
$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad (2.14)$$

2.3.2 Perda de Carga Distribuída

Um escoamento viscoso, incompressível pressurizado e em regime permanente de um fluido com velocidade média $V_{méd}$ e viscosidade μ , ocorrendo dentro da tubulação de diâmetro D constante, na horizontal (sem variação na altura z) e comprimento L constante, sem máquinas, pode ser visualizado na Figura 5. A pressão no ponto 2 é

menor que a pressão no ponto 1, pois, há uma queda de pressão devido aos efeitos viscosos do fluido (ÇENGEL; CIMBALA, 2007).

Figura 5 – Escoamento viscoso e incompressível em tubulação pressurizada.



(Yunus A. Çengel; John M. Cimbala (2007))

A diferença de pressão entre o ponto 1 e o ponto 2 pode ser expressa pela Equação 2.15 (ÇENGEL; CIMBALA, 2007):

$$P_1 - P_2 = \Delta P = \frac{32\mu LV_{md}}{D^2} \quad (2.15)$$

Nota-se que, caso o coeficiente de viscosidade μ fosse igual a zero (ou seja, um escoamento sem atrito), não haveria perda de pressão entre os pontos 1 e 2. Conclui-se então que a perda de carga entre os dois pontos é causada somente pelos efeitos viscosos do fluido (ÇENGEL; CIMBALA, 2007).

A Equação 2.15 também pode ser reescrita em função do fator de atrito de Darcy - Weisbach f . Dessa forma, a Equação 2.16 é (ÇENGEL; CIMBALA, 2007) :

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{\rho V_{md}^2}{2} \quad (2.16)$$

Onde o fator de atrito de Darcy - Weisbach é descrito pela equação 2.17 (ÇENGEL; CIMBALA, 2007):

$$f = \frac{8\tau}{\rho V_{md}^2} \quad (2.17)$$

Onde ρ é a densidade do fluido.

O fator de atrito pode também ser calculado pela equação de Colebrook e White, que pode ser visualizada na Equação 2.18, caso o escoamento seja turbulento. Percebe-se que a equação é implícita, portanto, deve ser calculada iterativamente, ou por meio de aproximações que apresentam desvios (ÇENGEL; CIMBALA, 2007):

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re\sqrt{f}} \right) \quad (2.18)$$

Onde ε é a rugosidade da tubulação do tubo, e Re é o número de Reynolds, podendo ser calculado pela Equação 2.19 (ÇENGEL; CIMBALA, 2007):

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (2.19)$$

O número de Reynolds pode ser utilizado para classificar o escoamento, de acordo com a Tabela 1 abaixo (ÇENGEL; CIMBALA, 2007):

Tabela 1 – Classificação de Escoamento

Faixa de Reynolds	Classificação do escoamento
$Re < 2300$	Escoamento Laminar
$2300 < Re < 4000$	Escoamento de Transição
$Re > 4000$	Escoamento Turbulento

Autor (2019)

Para análise de escoamentos, normalmente se utiliza a perda de carga distribuída h_D , que retrata a perda de pressão em termos da altura da coluna de fluido equivalente. O termo h_D pode ser expresso na Equação 2.20 (ÇENGEL; CIMBALA, 2007):

$$h_D = \frac{\Delta P}{\rho g} = f \frac{L}{D} \frac{V_{md}^2}{2g} \quad (2.20)$$

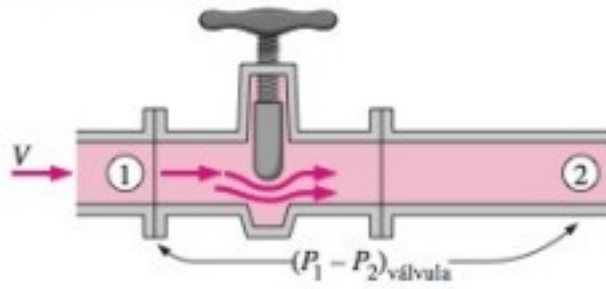
Onde g é a aceleração da gravidade.

2.3.3 Perda de Carga Localizada

Ao passar por acessórios de tubulação (como válvulas, curvas, conexões e reduções), o escoamento do fluido fica desordenado, causando perdas de pressão devido à mistura induzida. Quanto maior a interferência do acessório no escoamento, maior a perda de carga localizada. (ÇENGEL; CIMBALA, 2007).

Considerando a tubulação com válvula da Figura 6, com escoamento de fluido incompressível, totalmente desenvolvido e com velocidade V , além da perda de pressão entre o ponto 1 e 2 causado pelo atrito com a própria tubulação, há também a perda de pressão causada pela válvula (ÇENGEL; CIMBALA, 2007).

Figura 6 – Seção de Tubulação com Válvula.



(Yunus A. Çengel; John M. Cimbala (2007))

A perda de carga localizada é geralmente determinada experimentalmente pelos fabricantes dos equipamentos, e são expressas por meio do coeficiente de perda K_L , de acordo com a Equação 2.21 (ÇENGEL; CIMBALA, 2007):

$$K_L = \frac{h_L}{\frac{V^2}{2g}} \quad (2.21)$$

Onde h_L é a perda de carga causada pelo acessório, e pode ser definido pela Equação 2.22 (ÇENGEL; CIMBALA, 2007):

$$h_L = \frac{\Delta P_L}{\rho g} \quad (2.22)$$

Se o diâmetro de entrada do acessório é igual ao de saída, a equação pode ser reescrita da seguinte forma, representada na Equação 2.23 (ÇENGEL; CIMBALA, 2007):

$$h_L = K_L \frac{V^2}{2g} \quad (2.23)$$

As perdas de carga localizadas também podem ser escritas utilizando o comprimento equivalente L_{equiv} . O comprimento equivalente expressa a quantidade de carga perdida localmente em termos da carga perdida distribuída ao longo de uma tubulação de comprimento igual a L_{equiv} , como pode ser visualizado nas Equações 2.24 e 2.25 (ÇENGEL; CIMBALA, 2007):

$$h_L = K_L \frac{V^2}{2g} = f \frac{L_{equiv}}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (2.24)$$

$$L_{equiv} = \frac{D}{f} K_L \quad (2.25)$$

Adicionando L_{equiv} ao comprimento da tubulação, pode-se calcular a perda de carga localizada por meio da Equação 2.20.

O coeficiente K_L podem variar muito de acordo com sua geometria: para entradas mais arredondadas pode ser quase desprezível, porém, é alto para entradas pontiagudas. Além da geometria, a rugosidade, fabricante, e o diâmetro do tubo interferem no coeficiente de perda (ÇENGEL; CIMBALA, 2007).

2.3.4 Perda de Carga Total

Em tubulações reais existem perdas de carga localizadas e distribuídas atuando em conjunto, portanto, o sistema de bombeamento deve ser projetado considerando a perda total de carga h_T de acordo com as Equações 2.26 e 2.27 (ÇENGEL; CIMBALA, 2007):

$$h_T = h_L + h_D \quad (2.26)$$

$$h_T = \sum_i f_i \frac{L_i}{D_i} \frac{V_i^2}{2g} + \sum_j K_{L,j} \frac{V_j^2}{2g} \quad (2.27)$$

Onde i são as seções do tubo com diâmetro D constante, e j é cada componente que causa perda de carga localizada.

Se toda a tubulação analisada tem diâmetro constante, a Equação 2.27 pode ser simplificada como ilustrado na Equação 2.28:

$$h_T = \left(f \frac{L}{D} + \sum K_L\right) \frac{V^2}{2g} \quad (2.28)$$

Onde V é a velocidade em todo o sistema, pois D é constante.

2.4 Bombeamento

Máquinas que recebem trabalho mecânico e adicionam energia cinética e de pressão a um líquido são geralmente chamadas de bombas hidráulicas ou máquinas geratrizes. Sua finalidade é possibilitar o escoamento do líquido em uma tubulação, já que essa transferência de energia pode ser traduzido como um aumento de pressão. As bombas podem ser classificadas de acordo com o modo pelo qual transferem energia ao líquido (MACINTYRE, 1997).

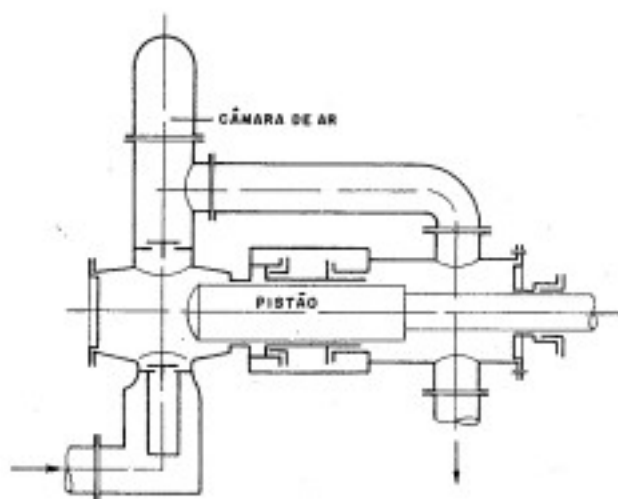
2.4.1 Bombas de Deslocamento Positivo

Bombas de deslocamento positivo contém uma ou mais câmaras nas quais um propulsor comprime o líquido, conferindo energia de pressão e possibilitando seu escoamento, e em seguida causa o escoamento do líquido da tubulação de aspiração

até o seu interior. Partículas líquidas que entram em contato com a peça responsável por transmitir a energia percorrem a mesma trajetória que o ponto da peça que estão tocando. Podem ser classificadas em bombas Alternativas e Rotativas (MACINTYRE, 1997).

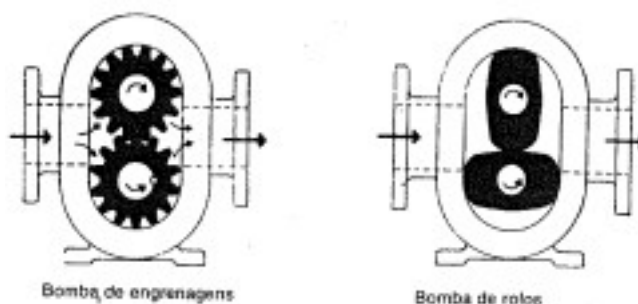
As bombas alternativas transferem energia ao líquido por meio de um pistão alongado (simples ou duplo efeito) ou de um diafragma, enquanto as bombas rotativas transferem a energia ao líquido utilizando peças com movimento rotativo, podendo ter um ou mais rotores. Exemplos de bombas alternativas são bombas de pistão ou bombas de diafragma (ilustrada na Figura 7), e exemplos de bombas rotativas são bombas de palhetas, bombas de engrenagens e bomba de rolos (ilustrada na Figura 8) (MACINTYRE, 1997).

Figura 7 – Exemplo de bomba alternativa



Archibald Joseph Macintyre (1997)

Figura 8 – Exemplos de bombas rotativas.



Archibald Joseph Macintyre (1997)

2.4.2 Turbobombas

Turbobombas (ou bombas rotodinâmicas) transmitem energia ao fluido por meio de rotores (peças rotativas que possuem pás). Ao contrário das bombas de

deslocamento positivo, o movimento de uma molécula que entra em contato com as pás não possui a mesma trajetória dos órgãos rotatórios (MACINTYRE, 1997).

O rotor é uma peça de formato cônico ou de disco dotado de pás. Sua função é acelerar o líquido, fornecendo energia cinética para que o escoamento seja possível. Os rotores podem ser classificados em (MACINTYRE, 1997):

- Fechado, no qual é instalado uma coroa circular nas pás do rotor. O líquido (sem substâncias em suspensão) entra no rotor pela abertura da coroa;
- Aberto, no qual não há a instalação da coroa circular. É utilizado para líquidos contendo substâncias em suspensão, como lamas, areia e esgoto sanitário.

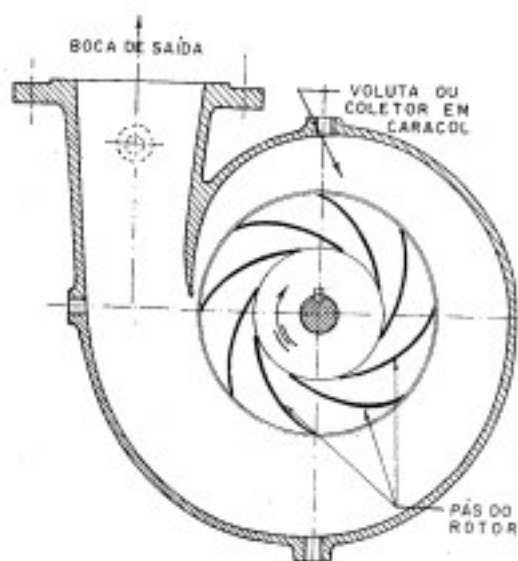
Para que as turbobombas funcionem corretamente, é necessário o difusor ou recuperador, onde a energia cinética é transformada em energia de pressão na saída do líquido do rotor, possibilitando ao líquido escoar com certa velocidade. Os difusores podem ser de (MACINTYRE, 1997):

- Tubo reto troncônico;
- Caixa de caracol.

Podemos classificar também as próprias turbobombas, segundo a trajetória que o líquido percorre no rotor. As turbobombas podem ser classificadas em:

- Bomba centrífuga pura;
- Bomba de fluxo misto;
- Bomba axial.

Bombas centrífugas puras, também chamadas de bombas radiais, são transpassadas pelo líquido paralelamente ao eixo de rotação, sendo enviadas pelas pás para planos normais ao eixo (ou radiais). Essas bombas são relativamente simples de serem fabricadas, possuindo pás cilíndricas fixadas a uma coroa circular ou a um disco. Um exemplo de bomba centrífuga pura pode ser visualizado na Figura 9 (MACINTYRE, 1997).

Figura 9 – Bomba centrífuga em caixa em caracol.

Archibald Joseph Macintyre (1997)

Existem duas categorias de bombas de fluxo misto: as bombas hélico-centrífuga e as bombas helicoidais. Para o primeiro tipo, o líquido penetra no rotor axialmente, atinge as pás de dupla curvatura (cujo bordo de entrada é inclinado em relação ao eixo), fazendo uma curva reversa, e sai do rotor perpendicular ao eixo de rotação. No segundo tipo, o líquido atinge o bordo (curvo e inclinado em relação ao eixo) das pás, realizando uma trajetória reversa, com formato de uma hélice cônica, e sai perpendicular ao eixo de rotação (MACINTYRE, 1997).

Nas bombas axiais o líquido entra paralelamente ao eixo de rotação (que geralmente é vertical), e então forma hélices cilíndricas de vórtice forçado, já que há, superposto ao escoamento axial, um vórtice formado pelo movimento das pás. Não são classificadas como bombas centrífugas puras, pois, não é a força centrífuga realizada pelo movimento das pás que causa o aumento de pressão (MACINTYRE, 1997).

2.4.3 Dimensionamento de Bombas

Considerando um escoamento incompressível, a vazão volumétrica U (também chamada de *capacidade*) é de grande importância para o dimensionamento de bombas, pois, exprime o desempenho da bomba. A vazão volumétrica pode ser definida como a Equação 2.29 (ÇENGEL; CIMBALA, 2007):

$$U = \frac{m}{\rho} \quad (2.29)$$

Onde m é a vazão mássica.

Outro parâmetro utilizado para caracterizar o desempenho de uma bomba é a carga líquida H , que pode ser definida como a variação da carga do sistema (calculada por Bernoulli) entre a entrada e saída da bomba, representado pela Equação 2.30 (FOX; PRITCHARD; MCDONALD, 2010):

$$H = \left(\frac{P}{\rho g} \frac{V^2}{2g} z \right)_s - \left(\frac{P}{\rho g} \frac{V^2}{2g} z \right)_e \quad (2.30)$$

Onde H é medida em metros.

Instalando medidores de Pitot no centro da entrada da bomba e no centro da saída da bomba e considerando a diferença de altura entre a entrada e saída como insignificante, podemos medir a linha piezométrica de entrada EGL_e e a linha piezométrica de saída EGL_s . A carga de Bernoulli do sistema pode ser representada por EGL_e e EGL_s de acordo com a Equação 2.31 (ÇENGEL; CIMBALA, 2007):

$$EGL_s - EGL_e = \left(\frac{P}{\rho g} \frac{V^2}{2g} z \right)_s - \left(\frac{P}{\rho g} \frac{V^2}{2g} z \right)_e \quad (2.31)$$

Por consequência, temos a Equação 2.32:

$$H = EGL_s - EGL_e \quad (2.32)$$

Considerando que o diâmetro de entrada e saída da bomba são iguais, e que a altura é a mesma na entrada e saída da bomba, a Equação 2.26 pode ser simplificada como a elevação de pressão causada pela turbomáquina, como descrito pela Equação 2.33 (FOX; PRITCHARD; MCDONALD, 2010):

$$H = \frac{P_s - P_e}{\rho g} \quad (2.33)$$

A carga do líquido é proporcional à potência que a bomba fornece realmente ao líquido (também chamada de potência da água). Multiplicando a carga líquida pela aceleração da gravidade e a vazão mássica, podemos obter essa potência por meio da Equação 2.34 (ÇENGEL; CIMBALA, 2007):

$$W_{gua} = mgH = \rho g U H \quad (2.34)$$

Porém, em toda turbomáquina há perdas devido ao atrito, vazamentos, incrustações, etc. Portanto, é necessário dimensionar a bomba considerando essas perdas, fornecendo uma energia mecânica maior que a potência da água $W_{água}$, a chamada

potência de eixo bhp . A potência de eixo pode ser calculada de acordo com a Equação 2.35 (ÇENGEL; CIMBALA, 2007):

$$bhp = W_{eixo} = \omega T_{eixo} \quad (2.35)$$

Onde ω é a velocidade rotacional do eixo (rad/s) e T_{eixo} é o torque fornecido ao eixo.

Então, pode-se calcular a eficiência da bomba η_{bomba} como uma relação entre a taxa de potência fornecida ao líquido e a potência de eixo, como descrito na Equação 2.36 (FOX; PRITCHARD; MCDONALD, 2010):

$$\eta_{bomba} = \frac{W_{gua}}{W_{eixo}} \quad (2.36)$$

Pode-se calcular h_{bomba} utilizando a Equação 2.37 (ÇENGEL; CIMBALA, 2007):

$$h_{bomba} = \frac{\eta_{bomba} W_{bomba}}{mg} \quad (2.37)$$

Para selecionar a bomba ideal para o escoamento, deve-se calcular o $H_{necessario}$, a carga que necessita ser adicionada ao sistema para que o escoamento ocorra. Considerando um escoamento que vai do ponto 1 ao ponto 2, sem variação de diâmetro, com variação de elevação, perdas localizadas e perdas distribuídas, $H_{necessario}$ é descrita pela Equação 2.38 (ÇENGEL; CIMBALA, 2007):

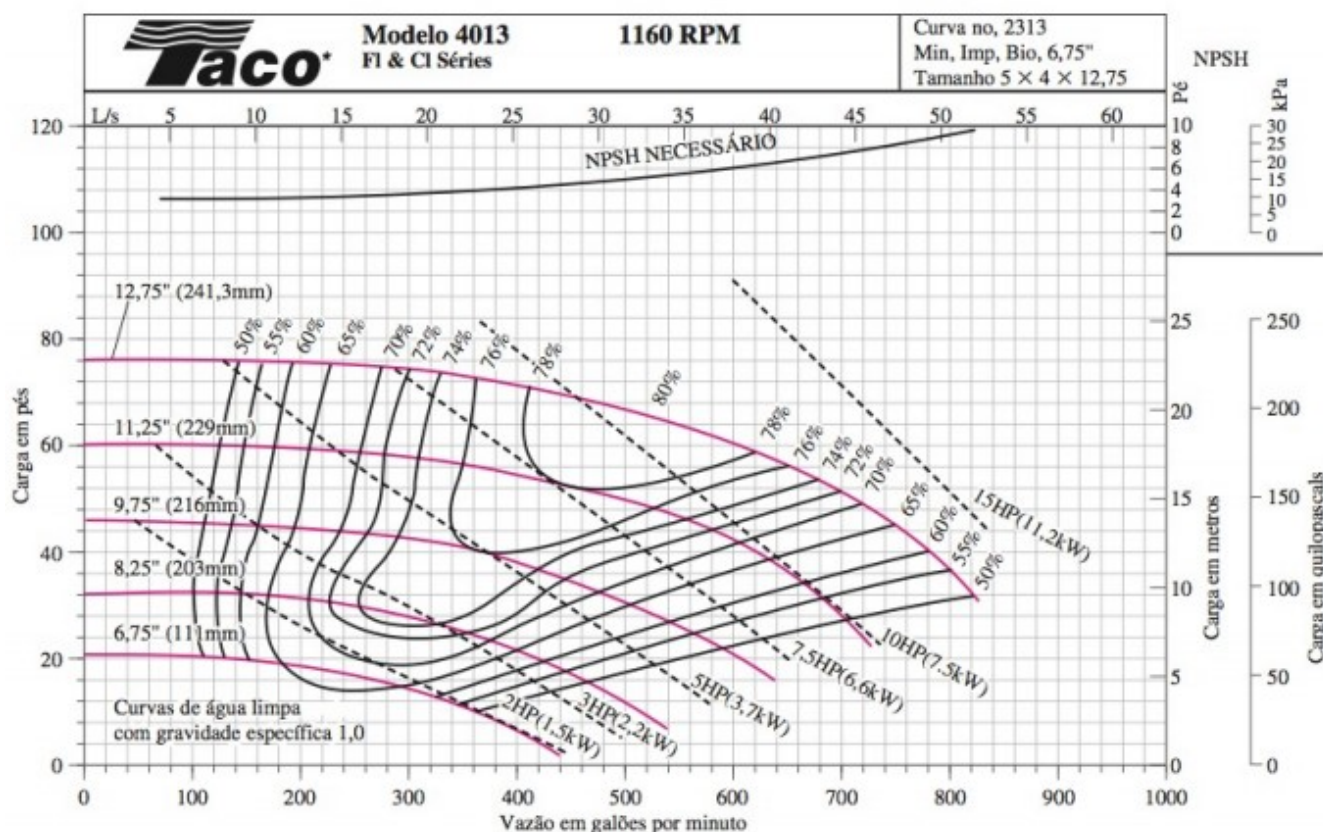
$$H_{necessario} = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + (z_2 - z_1) + h_T \quad (2.38)$$

A bomba selecionada deve ter a carga líquida H igual ou maior que o $H_{necessario}$ para que possa possibilitar o escoamento. O H pode ser calculado de acordo com a Equação 2.33, ou utilizando o diagrama de curvas de desempenho fornecido pelo fabricante (ÇENGEL; CIMBALA, 2007).

2.4.4 Curva de Bomba

Na Figura 6 pode-se visualizar um exemplo de curva de desempenho para o modelo 4013 de bombas Taco para escoamento de água, operando a 1160 rotações por minuto:

Figura 10 – Curva de Desempenho para bombas do modelo 4013.



Yunus A. Çengel; John M. Cimbala (2007)

A carcaça da bomba é igual, porém, seus rotores têm diâmetros diferentes. Para definir qual deve ser o diâmetro do rotor (definido no gráfico pelas curvas vermelhas), usa-se a vazão, a carga necessária, a potência, e/ou a eficiência da bomba. Plotando tais informações no gráfico, utiliza-se a curva de diâmetro mais acima do ponto encontrado para definir o diâmetro do rotor (ÇENGEL; CIMBALA, 2007).

2.5 Válvulas

Válvulas são instrumentos utilizados em tubulações e em entradas e saídas de tanques para diversas aplicações, como: prevenção de vazão reversa, controle de pressão e vazão, e serviço de liga-desliga. Cerca de 5% dos gastos de projeto em indústrias de processos químicos correspondem à compra de válvulas (RIBEIRO, 1999).

2.5.1 Corpo

O corpo (ou carcaça) é a região que contém o orifício de passagem do fluido e que liga a válvula à tubulação, e inclui: sede, obturador, haste, guia da haste, engaxeta-

mento e selagem de vedação (RIBEIRO, 1999).

2.5.1.1 Elemento de controle

O movimento de fechamento e abertura da válvula pode ser classificado em duas categorias: deslocamento linear e rotação angular.

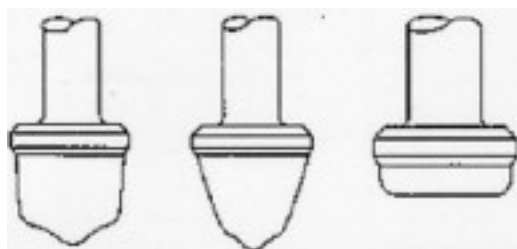
Para válvulas com fechamento de deslocamento angular, há um plug preso na haste que obstrui a área de passagem quando se desloca linearmente pela cavidade do corpo. Um exemplo desse elemento de controle é a válvula globo (RIBEIRO, 1999).

Nas válvulas com fechamento de rotação angular, a haste gira em torno de um eixo, variando a área de passagem de fluido. Exemplos de válvulas com esse tipo de fechamento são a válvula borboleta e a válvula esfera (RIBEIRO, 1999).

2.5.1.2 Plug

O plug (ou obturador) é o componente da válvula que regula a passagem do fluido, podendo ter diversos tamanhos e formatos dependendo da obstrução requerida. A Figura 11 ilustra diferentes geometrias de plug (RIBEIRO, 1999):

Figura 11 – Geometrias de Plugs.



(Marco Antônio Ribeiro (1999))

2.5.1.3 Sede

A sede é a parte da válvula na qual o plug se encaixa, sendo a distância entre o plug e a sede a abertura da válvula. Pode ser simples (possui apenas uma abertura para passagem do fluido, melhorando a vedação, entretanto, requer uma maior aplicação de força para sua operação) ou dupla (requer menos força para sua abertura e fechamento, mas possui vazamentos quando totalmente fechada (RIBEIRO, 1999).

2.5.1.4 Conexões

A conexão é a parte da válvula que é conectada na tubulação, podendo ser: flangeadas, rosqueadas ou soldadas. A escolha da conexão depende de fatores como tamanho, tipo de fluido, pressão e temperatura.

A conexão rosqueada geralmente é utilizada para tubulações e válvulas de pequenos diâmetros, sendo simples e econômicas. Porém, as conexões rosqueadas não devem ser utilizadas em tubulações com vibrações mecânicas frequentes, nem em casos onde a temperatura de operação é alta e com grande variação, já que esses fatores podem afrouxar a rosca da válvula (RIBEIRO, 1999).

Para processos com líquidos perigosos ou com elevada pressão de operação, pode-se soldar o corpo da válvula diretamente na tubulação. Esse tipo de conexão não permite desmontagem, porém, é altamente resistente a vazamentos (RIBEIRO, 1999).

Pode-se utilizar um conjunto de flanges, parafusos e porcas para conectar a válvula ao encanamento. A conexão por flange é o método mais utilizado de conexão, sendo utilizada para válvulas maiores que uma polegada. Porém, caso o material da válvula e da tubulação sejam diferentes, pode haver um problema de adequação, já que o tamanho das flanges são padronizados para diferentes materiais (RIBEIRO, 1999).

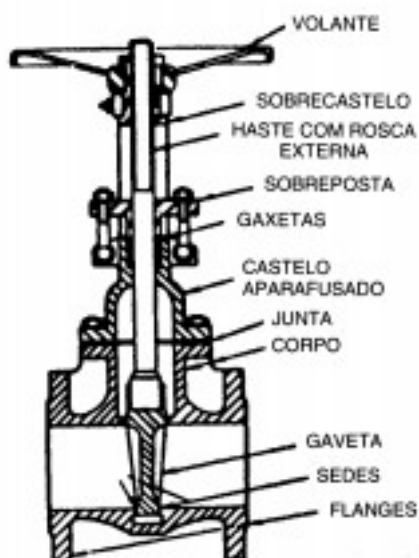
2.5.2 Castelo

O castelo é o responsável por fechar e vedar o corpo da válvula, podendo ser parte do corpo ou preso ao corpo. O acesso ao interior da válvula (para realizar manutenção ou limpeza) geralmente é feito removendo o castelo, sendo sua conexão com o corpo rosqueada, flangeada ou por união. A haste da válvula se movimenta por dentro do castelo (RIBEIRO, 1999).

2.5.3 Válvulas Mais Utilizadas

2.5.3.1 Válvula Gaveta

Válvulas gaveta são amplamente utilizadas para bloqueio de líquidos (exceto para líquidos corrosivos ou com grande quantidade de sólidos em suspensão), em uma variedade de pressões e temperaturas. Também podem ser utilizadas para bloqueio de gases em tubulações de mais de oito polegadas. Pode-se observar uma ilustração de válvula gaveta na Figura 12 (TELLES, 2001):

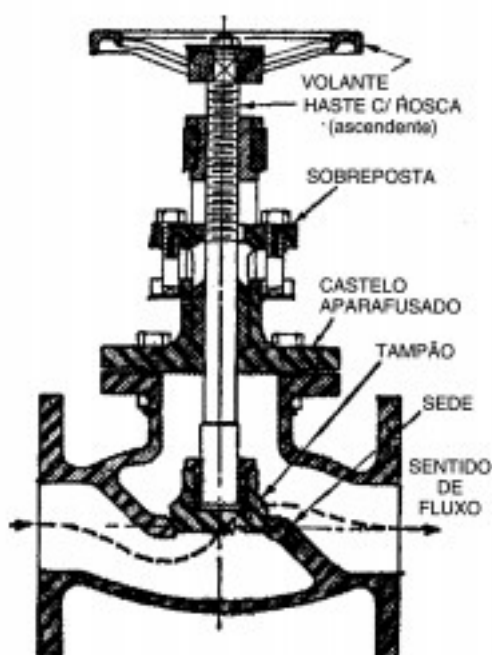
Figura 12 – Válvula Gaveta.

(Pedro C. Silva Telles (2001))

Ao girar a haste da válvula, movimenta-se a cunha (ou gaveta) perpendicularmente ao escoamento do fluido, fechando a passagem do mesmo pela válvula. Por isso, as válvulas gaveta são de acionamento lento, impossíveis de serem fechadas instantaneamente, e não possuem uma ótima vedação. Quando totalmente aberta, a perda de carga causada pela válvula é bem reduzida, porém, quando parcialmente fechada, a perda de carga aumenta substancialmente (TELLES, 2001).

2.5.3.2 Válvula Globo

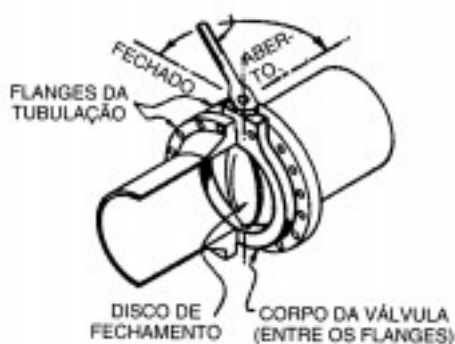
O fechamento das válvulas globo pode ser total ou parcial, ou seja, são válvulas de regulação, com o revés de causarem grandes perdas de carga em qualquer posição, já que há turbilhonamento do fluido dentro da válvula. O fluido passa por um orifício dentro da válvula (que está paralelo ao sentido de escoamento na maioria das vezes), sendo vedado por um tampão quando a válvula é fechada. Uma ilustração da válvula globo pode ser visualizada na Figura 13:

Figura 13 – Válvula Globo.

(Pedro C. Silva Telles (2001))

2.5.3.3 Válvula Borboleta

Válvulas borboleta são versáteis, podendo agir como válvulas de controle ou válvulas de bloqueio. O fechamento se dá pela rotação de um disco de fechamento perpendicular à direção de escoamento do fluido. Na Figura 14 pode-se visualizar uma ilustração da válvula borboleta (TELLES, 2001).

Figura 14 – Válvula Borboleta.

(Pedro C. Silva Telles (2001))

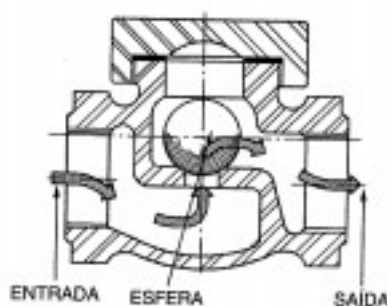
Válvulas borboleta tem uma ótima vedação e podem ser utilizadas em escoamentos com fluidos corrosivos, desde que haja a preparação da válvula com a aplicação de revestimento anticorrosivo no eixo e no disco de fechamento. São geralmente utiliza-

das em baixas pressões e temperaturas moderadas, em tubulações de alto diâmetro (TELLES, 2001).

2.5.3.4 Válvula de Esfera

Válvulas de esfera são um tipo de válvula de retenção, permitindo a passagem do fluido por apenas um sentido, sendo seu fechamento automático e instantâneo, acionado por diferença de pressão: no sentido de escoamento normal, o fluido empurra a esfera para cima e força sua passagem, caso haja inversão do sentido de escoamento, a esfera cai e a válvula se fecha. A Figura 15 ilustra uma válvula de esfera (TELLES, 2001):

Figura 15 – Válvula de Esfera.



(Pedro C. Silva Telles (2001))

Válvulas de retenção são utilizadas quando a inversão de sentido de escoamento devem ser totalmente impedidas, e devem sempre ser instaladas de forma que a gravidade atue no fechamento da válvula. Causam alta perda de carga (TELLES, 2001).

2.5.4 Aplicação

Antes de se dimensionar a válvula, é necessário saber para qual aplicação ela será utilizada. O bom dimensionamento dos distúrbios possíveis e prováveis no escoamento e na tubulação (como quedas de pressão e variações de temperatura) e das condições de operação (se o fluido é tóxico, corrosivo, inflamável, ou se é puro, ou mistura) resulta em um melhor dimensionamento da válvula, evitando gastos desnecessários e melhorando a eficiência do processo (RIBEIRO, 1999).

2.6 Torres de Resfriamento

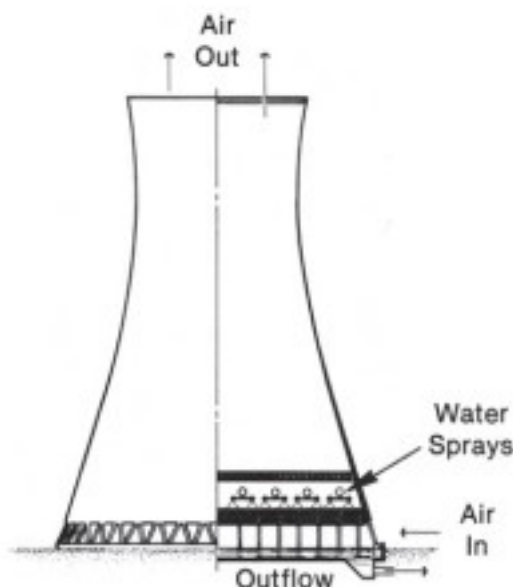
Torres de resfriamento são dispositivos utilizados industrialmente para remover calor de processos industriais por meio da evaporação da água ou circulação de

ar, enviando-o para a atmosfera. A água quente proveniente do processo industrial entra na torre, na qual ar atmosférico é forçado por entre a água, resfriando-a no processo. A quantidade de calor que deve ser removida, a temperatura de bulbo seco e a temperatura de bulbo úmido são de grande importância para determinar o tamanho e o tipo de torre a ser utilizada (SPX COOLING TECHNOLOGIES, 2009).

As torres de resfriamento podem ser classificadas em atmosférica, ventilação mecânica e ventilação híbrida.

As torres de resfriamento atmosféricas não utilizam ventiladores para criar o escoamento de ar pela torre, o fluxo de ar é criado pela aspiração de um sistema de distribuição de água do tipo Spray. Por dependerem das condições da atmosfera para realizar o resfriamento, esse tipo de torre não tem precisão na temperatura da água resfriada, por isso raramente é utilizada. Porém, as torres de resfriamento do tipo ventilação natural hiperbólica, apesar de maiores e mais caras, criam o escoamento de ar por meio da diferença de densidade do ar quente (e menos denso) dentro da torre, e do ar frio (e mais denso) fora da torre, e possuem uma maior confiabilidade e controle da temperatura da água resfriada. Um exemplo de torre de resfriamento atmosférica pode ser visualizado na Figura 16 (SPX COOLING TECHNOLOGIES, 2009).

Figura 16 – Torre de ventilação natural hiperbólica.

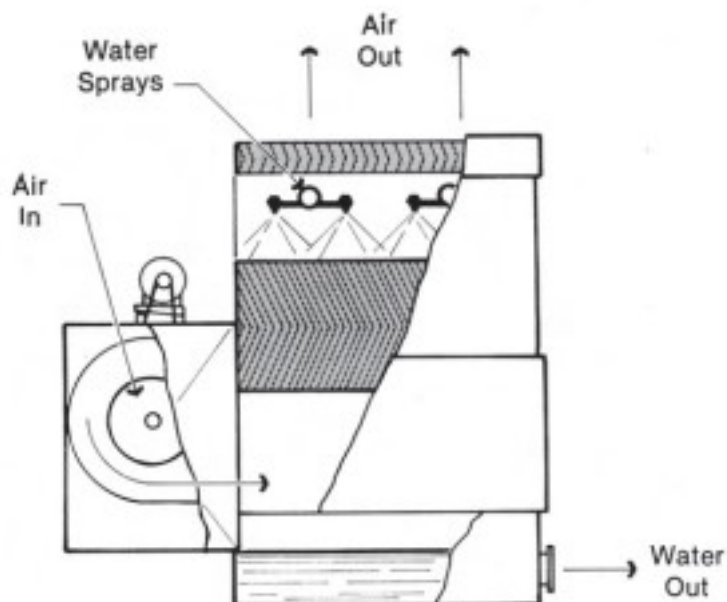


SPX Cooling Technologies (2009))

Torres de resfriamento de ventilação mecânica utilizam ventiladores para forçar o escoamento de um volume determinado de ar atmosférico pela torre. Com a possibilidade de regular o fluxo de ar, há menos condições atmosféricas que podem afetar o resfriamento da água, portanto, há uma maior estabilidade e controle da temperatura de resfriamento da água. As torres de ventilação mecânica podem ser categorizadas em (SPX COOLING TECHNOLOGIES, 2009):

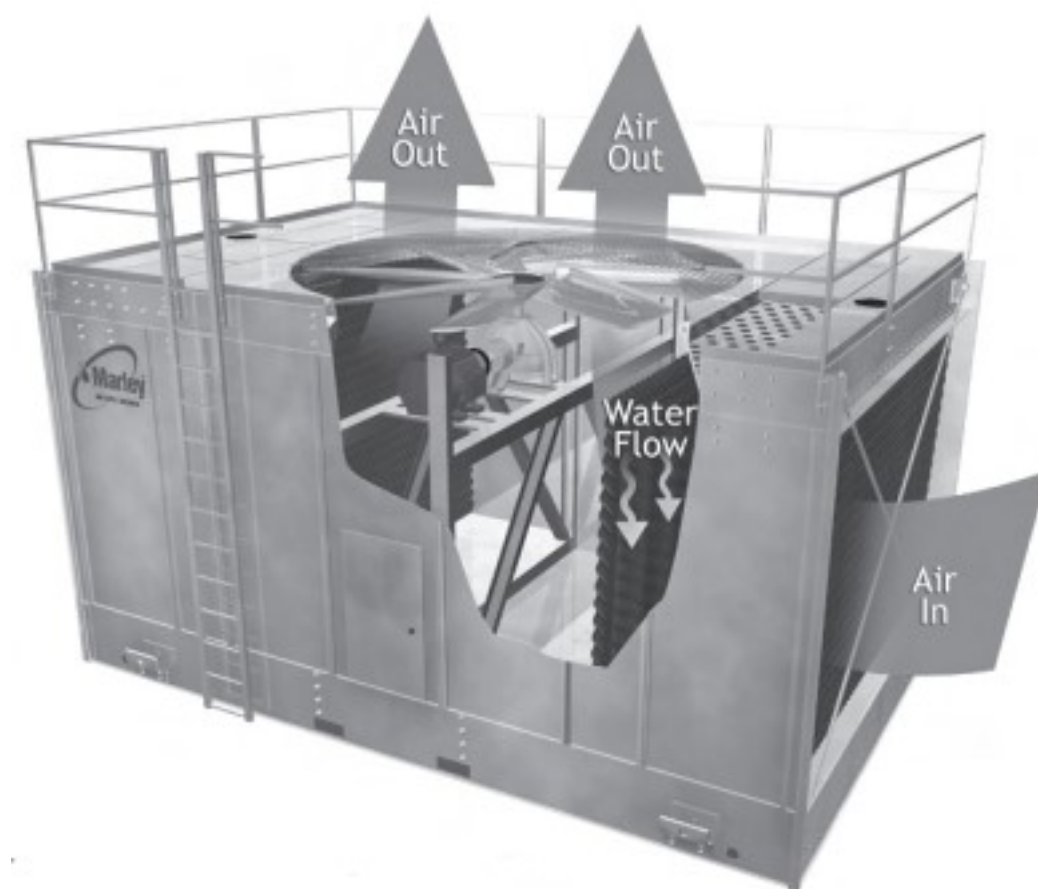
- Ventilação forçada (na qual o ventilador é instalado na entrada do ar atmosférico, produzindo altas velocidades de entrada e baixas velocidades de saída), melhor exemplificada na Figura 17;

Figura 17 – Torre de Ventilação Forçada.



SPX Cooling Technologies (2009)

- Ventilação induzida (na qual o ventilador é instalado na saída do fluxo de ar, com altas velocidades de saída de ar, e baixas velocidades de entrada de ar), exemplificada na Figura 18.

Figura 18 – Torre de Ventilação Induzida.

SPX Cooling Technologies (2009)

Torres de resfriamento de ventilação híbrida (ilustrada na Figura 19), possuem ventiladores que aumentam o fluxo de ar, porém, são projetadas para utilizar a mínima potência necessária dos ventiladores para produzir o escoamento de ar. (SPX COOLING TECHNOLOGIES, 2009).

Figura 19 – Torre de Ventilação Híbrida.

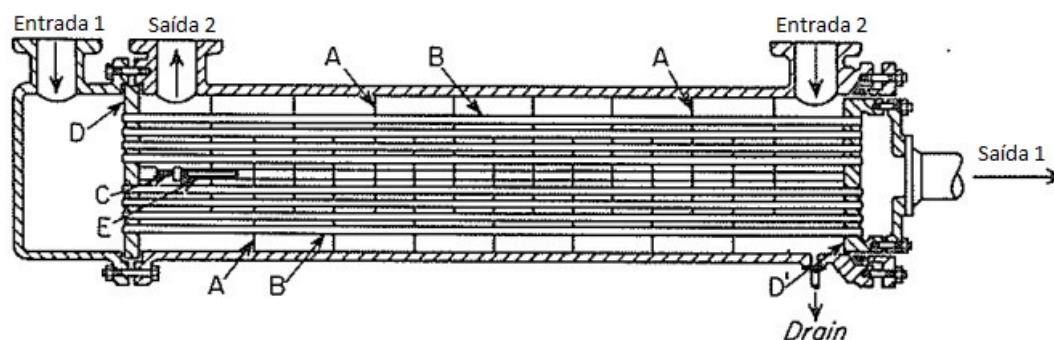
SPX Cooling Technologies (2009)

2.7 Trocadores de Calor

O calor pode ser transferido de diversas maneiras em processos químicos industriais: por radiação em fornos e secadores, por condução em aquecedores de resistência elétrica, ou por condução-convecção em trocadores de calor, condensadores e fervedores. Esses equipamentos podem operar em estado estacionário ou ciclicamente (MCCABE; C.SMITH; HARRIOTT, 1993)

Trocadores de Calor são equipamentos de extrema importância em processos químicos, já que o aumento ou redução da temperatura pode influenciar na eficiência do processo. Porém, o gasto de energia desses equipamentos deve ser considerado, já que o transporte da água utilizada no resfriamento despende muita energia (MA; WANG; FENG, 2018).

Um dos tipos de trocadores de calor mais utilizados é o casco e tubo, que consiste em um casco de metal recheado com tubos metálicos de menor diâmetro. Pode-se forçar o escoamento de um líquido por dentro do casco e, ao mesmo tempo, força-se o escoamento de um líquido em uma temperatura diferente por dentro dos tubos. Há então a troca de calor entre os dois líquidos por meio de condução nos tubos metálicos. Um esquema de um trocador de calor de casco e tubo pode ser visualizado na Figura 20 (MCCABE; C.SMITH; HARRIOTT, 1993):

Figura 20 – Esquema de Trocador de Calor Casco e Tubo.

(Warren L. McCabe et al. (1993), Modificado)

Onde a letra *A* representa as chicanas (utilizadas para aumentar o tempo de permanência do líquido dentro do casco), a letra *B* representa os tubos metálicos, a letra *C* representa os tirantes, as letras *D* e *D'* representam os feixes de tubos, e a letra *E* representa os espaçadores.

Considerando um *Líquido 1* passando pelos tubos com temperatura de entrada T_1 , um *Líquido 2* passando pelo casco com temperatura de entrada T_2 , e sendo $T_2 > T_1$, temos que a temperatura de saída dos tubos T_1' será maior que T_1 , e a temperatura de saída do casco T_2' será menor que T_2 (MCCABE; C.SMITH; HARRIOTT, 1993).

Há diversas maneiras de se aumentar a troca de calor entre os líquidos. Pode-se diminuir a espessura dos tubos metálicos, aumentar a diferença de temperatura entre os dois líquidos, realizar a circulação dos líquidos em contracorrente, aumentar o número de passes dos tubos e do casco (MCCABE; C.SMITH; HARRIOTT, 1993).

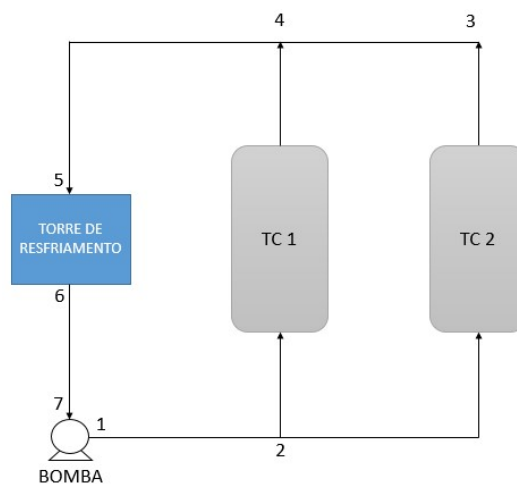
De acordo com a Equação 2.20, temos que quanto menor o diâmetro e maior o comprimento da tubulação, maior a perda de carga do sistema. Em trocadores de calor, seu funcionamento se baseia na utilização de uma alta quantidade de tubos de pequeno diâmetro e grande comprimento, causando assim uma alta perda de carga.

3 Metodologia

Sistemas de distribuição de água de resfriamento geralmente apresentam diversos ramais, portanto, a abordagem matemática se torna complexa. O foco desse trabalho de conclusão de curso é entender os efeitos de perda de carga nos primeiros ramais do sistema de distribuição, de forma que o escoamento possa ocorrer para os ramais mais distantes.

Os cálculos necessários para simular o sistema de quatro trocadores de calor exemplificados na Figura 2 são extremamente complexos. Para simplificar os cálculos, considera-se um projeto de sistema de distribuição de água de resfriamento com duas ramificações, exemplificado na Figura 21, e considera

Figura 21 – Esquema de Estudo.



Autor (2019)

Para que o escoamento seja possível, a pressão no ponto 5 (que corresponde à entrada na torre de resfriamento) deve ser de pelo menos 1 bar absoluto, superando assim a pressão atmosférica. Para realizar o cálculo dessa pressão, deve-se estimar volumes de controle, do ponto 1 ao ponto 2 (1-2), do ponto 2 ao ponto 4 (2-4), do ponto 2 ao ponto 4 passando pelo ponto 3 (2-3), e do ponto 4 ao ponto 5 (4-5). Após, aplica-se a Equação 2.12, isolando a pressão de saída. Considera-se que o ponto 5 esteja a 10 metros do nível do chão, e que a bomba esteja instalada no chão.

Para facilitar os cálculos, considera-se que:

- Inicialmente não há bombas ou turbinas no percurso;
- A tubulação é cilíndrica;
- A velocidade de escoamento da tubulação principal deve ser próxima de 3 m/s (para que não haja esforços excessivos na tubulação);

- Consideram-se os trocadores de calor como trechos da tubulação com alta perda de carga (alto L_{eq});
- Considera-se coeficiente de rugosidade ε , a viscosidade dinâmica μ , a densidade ρ e a aceleração da gravidade g como parâmetros do sistema;
- O diâmetro da tubulação não varia de um ponto para o outro, portanto, a velocidade nos trechos é igual.

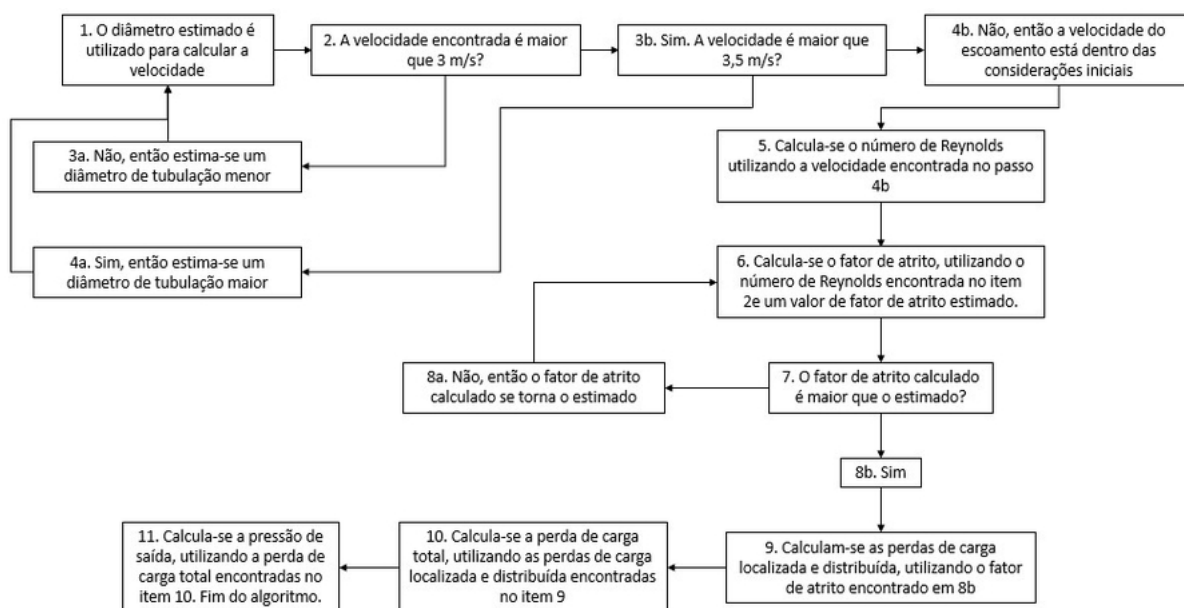
As velocidades de escoamento podem ser calculadas pelas Equações 2.13 e 2.14, a perda de carga total h_T pode ser calculada pela Equação 2.26, utiliza-se a Equação 2.20 para calcular a perda de carga distribuída h_D e a Equação 2.24 para perda de carga localizada h_L . O coeficiente de atrito necessário para calcular a perda de carga é calculado pela Equação 2.18, porém, por se tratar de uma equação implícita, deve ser calculada utilizando um método iterativo, no qual o fator de atrito é estimado e utilizado para o cálculo do fator de atrito da próxima iteração, e assim por diante. O Número de Reynolds que deve ser utilizado na equação 2.18 pode ser calculado pela Equação 2.19. As variáveis utilizadas podem ser visualizadas abaixo:

- V (Velocidade);
- U (Vazão volumétrica);
- D (Diâmetro da tubulação);
- f (Fator de atrito);
- L_{eq} (Comprimento equivalente);
- L (Comprimento);
- P_e (Pressão de entrada);
- P_s (Pressão de saída);
- z_e (Altura de entrada);
- z_s (Altura de saída).

Escolhe-se z_e , z_s , P_e , U , L , L_{eq} como graus de liberdade.

O cálculo segue o Algoritmo 1, exemplificado na Figura 22. Este algoritmo calcula o diâmetro de tubulação necessário para que a velocidade seja próxima de 3 m/s, a perda de carga entre os pontos, e a pressão de saída:

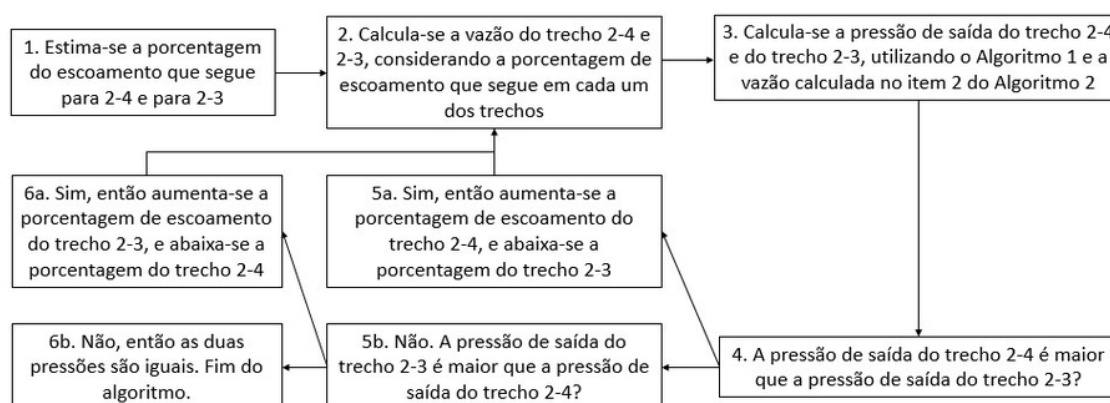
Figura 22 – Algoritmo 1.



Autor (2019)

O algoritmo é facilmente aplicado ao volume de controle 1-2, entretanto, há uma divisão do escoamento no final do ponto 2. Para definir qual é a porcentagem do escoamento 1-2 que vai para 2-4 (e, conseqüentemente, descobrir qual porcentagem vai para 2-3), é necessário executar o Algoritmo 2 (descrito na Figura 23) ao fim do Algoritmo 1. O Algoritmo 2 calcula a divisão do escoamento entre as tubulações 2-3 e 2-4:

Figura 23 – Algoritmo 2.



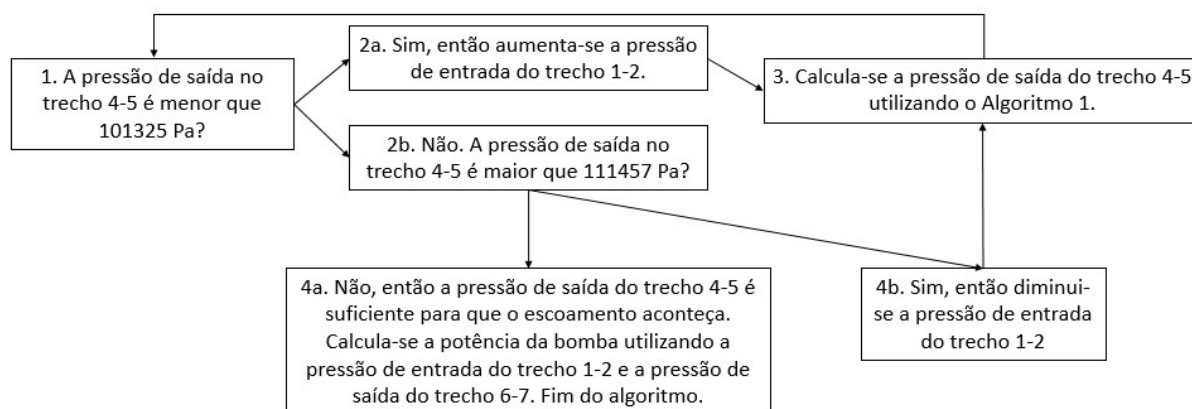
Autor (2019)

Para evitar curto-circuitos na tubulação, a pressão de saída do trecho 2-4 deve ser igual à pressão de saída do trecho 2-3. Porém, o comprimento da tubulação 2-3 é maior que a da tubulação 2-4, assim sendo, o escoamento deve ser dividido de forma que a perda de pressão nos dois trechos sejam iguais, resultando em pressões de

saída iguais. O Algoritmo 2 realiza essa correção. Após a execução do Algoritmo 2, deve-se executar novamente o Algoritmo 1 para a tubulação 4-5 e 6-7.

O Algoritmo 3 (exemplificado na Figura 24) deve ser executado após o Algoritmo 2, para otimizar e calcular a potência da bomba:

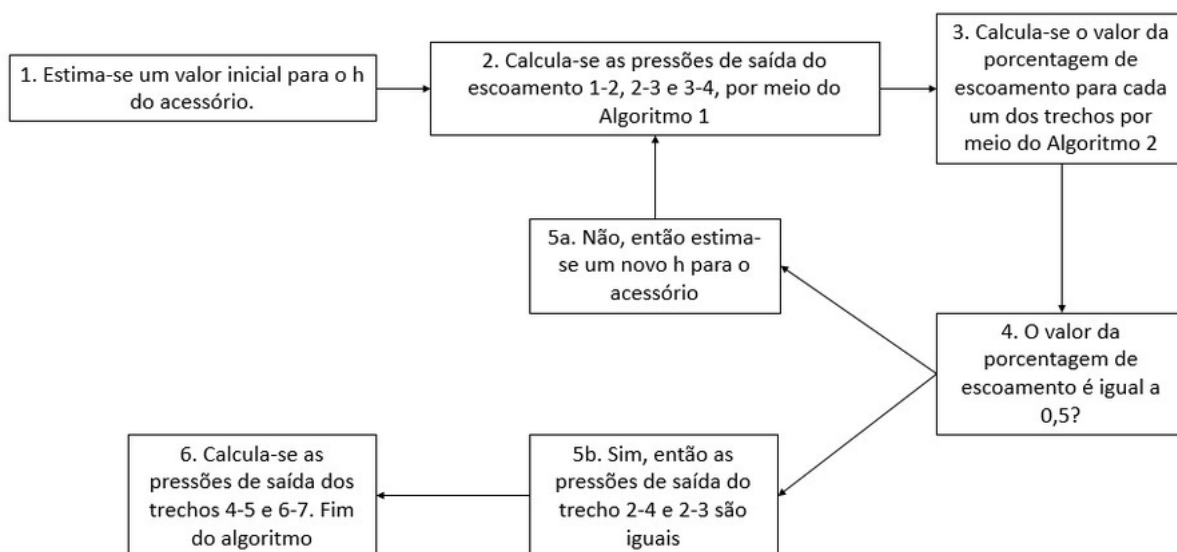
Figura 24 – Algoritmo 3.



Autor (2019)

Depois da execução do Algoritmo 3, propõem-se soluções para que a divisão do escoamento 1-2 seja igualitária: a instalação de uma bomba secundária no trecho 2-3, ou a instalação de uma válvula de controle no trecho 2-4. O Algoritmo 4, descrito na Figura 25, exemplifica o cálculo do h_b da bomba, ou do h_L da válvula:

Figura 25 – Algoritmo 4.

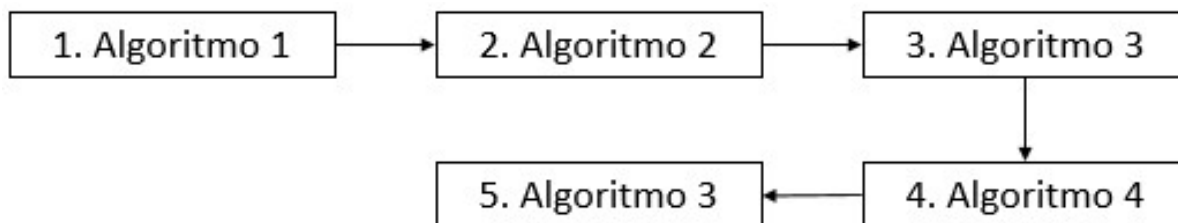


Autor (2019)

Posteriormente a execução do Algoritmo 4, executa-se novamente o Algoritmo 3, para que a perda de carga da válvula ou a carga da bomba secundária seja considerada

no cálculo da potência da bomba principal. O fluxograma exemplificado na Figura 26 mostra a ordem de execução dos algoritmos:

Figura 26 – Fluxograma de execução dos algoritmos.



Autor (2019)

Como se tratam de diversos processos iterativos (inclusive o cálculo do coeficiente de atrito), foram criadas diversas Macros utilizando o sistema *Visual Basic for Applications do Microsoft Excel* para a execução dos cálculos.

Considerou-se um escoamento de água a 25 °C, percorrendo uma tubulação de aço-carbono.

4 Resultados

Após o teste dos Algoritmos acima descritos, percebeu-se que, embora o tempo de execução da Macro fosse praticamente instantâneo, a precisão dos cálculos não era aceitável: o erro definido inicialmente era muito alto, portanto, o resultado era atingido com poucas iterações, não garantindo que os dados estejam otimizados. Para solucionar esse desvio, diminuiu-se a ordem dos erros permitidos em 100.

Entretanto, a correção para a falha acima descrita criou outro defeito: *loopings* infinitos dos algoritmos nos quais o critério de parada do algoritmo nunca era atingido (pois a variação dos parâmetros relacionados ao cálculo era muito alta, evitando que o resultado se adequasse ao erro permitido). O passo 1 do Algoritmo 3, por exemplo, nunca seguia para o passo 2b, circulando sempre entre os passos 2a e 3. Diminuiu-se a variação dos parâmetros em uma ordem de 1000 para corrigir esse erro.

Apesar de a Macro levar mais tempo para ser executada (por volta de quatro minutos por algoritmo) após essas alterações, os resultados são rigorosamente mais precisos, e não há mais *loopings* infinitos. A máquina que realizou o processo tem 8 GB de memória RAM, e utiliza um processador Intel i7 de 2.5GHz.

Definiram-se os parâmetros do projeto e graus de liberdade, conforme a Tabela 2. Definiu-se ϵ de acordo com os valores de rugosidade para tubulação de aço-carbono:

Tabela 2 – Parâmetros e graus de liberdade.

Tamanho total da tubulação 1-2	Coefficiente de Rugosidade	Diâmetro interno	Pressão na entrada 1-2	Pressão na saída 1-2	Altura Inicial	Altura Final	Leq Acessóri
300	0,00006	0,546	220000		0	0	0
m	m	m	Pa	Pa	m	m	m
Tamanho total da tubulação 2-4	Coefficiente de Rugosidade	Diâmetro interno	Pressão na entrada 2-4	Pressão na saída 2-4	Altura Inicial	Altura Final	Leq Acessóri
100	0,00006	0,546	0		0	0	200
m	m	m	Pa	Pa	m	m	m
Tamanho total da tubulação 2-3-4	Coefficiente de Rugosidade	Diâmetro interno	Pressão na entrada 2-3-4	Pressão na saída 2-3-4	Altura Inicial	Altura Final	Leq Acessóri
200	0,00006	0,546	0		0	0	200
m	m	m	Pa	Pa	m	m	m
Tamanho total da tubulação 4-5	Coefficiente de Rugosidade	Diâmetro interno	Pressão na entrada 4-5	Pressão na saída 4-5	Altura Inicial	Altura Final	Leq Acessóri
300	0,00006	0,546	0		0	10	10
m	m	m	Pa	Pa	m	m	m
Tamanho total da tubulação 6-7	Coefficiente de Rugosidade	Diâmetro interno	Pressão na entrada 6-7	Pressão na saída 6-7	Altura Inicial	Altura Final	Leq Acessóri
100	0,00006	0,546	101325		2	0	0
m	m	m	Pa	Pa	m	m	m
Fluido	Temperatura	Viscosidade	Peso Específico	Vazão	Gravidade	Balanço 2-3	Balanço 2-4
Água	25	0,00089	997,05	1,52	9,81	0,50	0,50
	graus C	Pa.s	kg/m³	m³/s	m/s²		

Autor (2019)

O L_{eq} *Acessórios* representa a soma dos comprimentos equivalentes de todos os acessórios presentes na tubulação (inclusive os trocadores de calor), Considera-se também que a entrada e saída dos trocadores de calor estão em $z = 0$. Executou-se então a Macro que realiza o Algoritmo 1 para a tubulação 1-2, o Algoritmo 2 para as tubulações 2-4 e 2-3, e o Algoritmo 1 novamente para as tubulações 4-5 e 6-7. A seleção de diâmetros para a tubulação foi feita manualmente, visto que os diâmetros devem seguir os valores disponíveis comercialmente, e foram escolhidas tubulações

Schedule 10 de NPS 32 para as tubulações 1-2, 4-5 e 6-7, e Schedule 10 NPS 22 para as tubulações 2-4 e 2-3. Dessa forma, as velocidades de escoamento se mantêm dentro da faixa esperada. Os valores calculados podem ser visualizados na Tabela 3:

Tabela 3 – Resultado da execução do Algoritmo 1 e Algoritmo 2.

Tamanho total da tubulação 1-2	Coefficiente de Rugosidade	Diâmetro interno	Pressão na entrada 1-2	Pressão na saída 1-2	Altura inicial	Altura Final	Leq Acessórios	Velocidade
300	0,00006	0,797	220000	215772,9858	0	0	0	3,046751712
m	m	m	Pa	Pa	m	m	m	m/s
Tamanho total da tubulação 2-4	Coefficiente de Rugosidade	Diâmetro interno	Pressão na entrada 2-4	Pressão na saída 2-4	Altura inicial	Altura Final	Leq Acessórios	Velocidade
100	0,00006	0,546	215772,9858	208310,3344	0	0	200	3,433954506
m	m	m	Pa	Pa	m	m	m	m/s
Tamanho total da tubulação 2-3-4	Coefficiente de Rugosidade	Diâmetro interno	Pressão na entrada 2-3-4	Pressão na saída 2-3-4	Altura inicial	Altura Final	Leq Acessórios	Velocidade
200	0,00006	0,546	215772,9858	208268,681	0	0	200	3,057894667
m	m	m	Pa	Pa	m	m	m	m/s
Tamanho total da tubulação 4-5	Coefficiente de Rugosidade	Diâmetro interno	Pressão na entrada 4-5	Pressão na saída 4-5	Altura inicial	Altura Final	Leq Acessórios	Velocidade
300	0,00006	0,797	208268,681	106090,1613	0	10	10	3,046751712
m	m	m	Pa	Pa	m	m	m	m/s
Tamanho total da tubulação 6-7	Coefficiente de Rugosidade	Diâmetro interno	Pressão na entrada 6-7	Pressão na saída 6-7	Altura inicial	Altura Final	Leq Acessórios	Velocidade
100	0,00006	0,797	101325	119478,1163	2	0	0	3,046751712
m	m	m	Pa	Pa	m	m	m	m/s

Autor (2019)

Nota-se que, conforme o esperado, a maior parte do líquido da tubulação 1-2 é distribuída para a tubulação 2-4 (53%), já que a perda de carga nesse trecho da tubulação é menor que a perda de carga da tubulação 2-3. Nota-se também que a velocidade do escoamento está dentro do esperado (entre 3 m/s e 3,5 m/s), e que a diferença das pressões de saída das tubulações 2-3 e 2-4 está dentro do erro permitido.

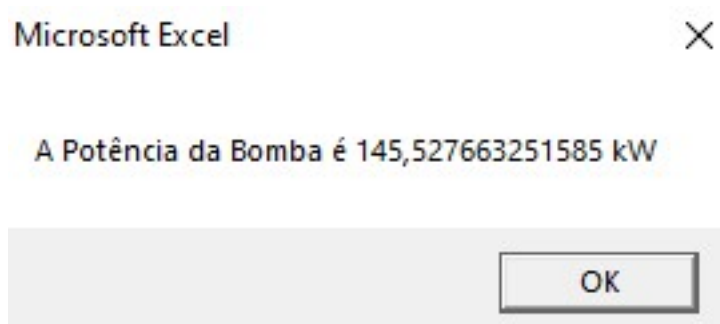
Executa-se o Algoritmo 3 por meio da Macro. Na Tabela 4 verifica-se que a pressão de entrada da tubulação 1-2 (que corresponde a pressão de saída da bomba principal) foi modificada para o mínimo necessário para que o escoamento ocorra, e a potência necessária para a bomba pode ser visualizada na Figura 27 (considerando uma bomba com 100% de eficiência):

Tabela 4 – Resultado do Algoritmo 3.

Pressão na entrada 1-2	Pressão na saída 1-2
215240	211012,9858
Pa	Pa
Pressão na entrada 2-4	Pressão na saída 2-4
211012,9858	203549,8753
Pa	Pa
Pressão na entrada 2-3-4	Pressão na saída 2-3-4
211012,9858	203509,1978
Pa	Pa
Pressão na entrada 4-5	Pressão na saída 4-5
203509,1978	101330,6782
Pa	Pa
Pressão na entrada 6-7	Pressão na saída 6-7
101325	119478,1163
Pa	Pa

Autor (2019)

Figura 27 – Potência da bomba principal.



Autor (2019)

Finalizando a simulação, executa-se a Macro correspondente ao Algoritmo 4, considerando que foi adicionada uma válvula na tubulação 2-4. O escoamento da tubulação 1-2 foi igualmente distribuído entre as tubulações 2-4 e 2-3, e a perda de carga da válvula é de 0,174 metros. Como o sistema é limitado a apenas um acessório por vez, uma bomba auxiliar na tubulação 2-3 deveria fornecer os mesmos 0,174 metros de carga para o escoamento, para que o resultado fosse idêntico. Os resultados da simulação podem ser visualizados na Tabela 5:

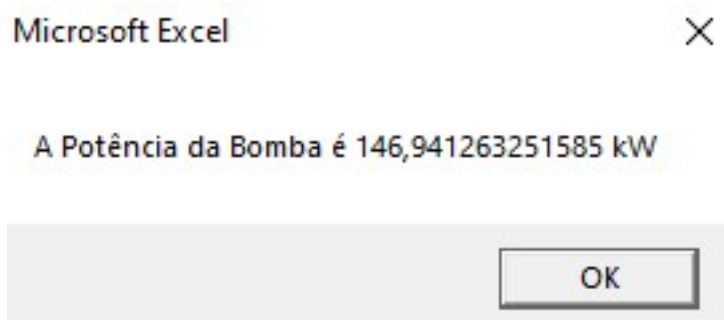
Tabela 5 – Resultado do Algoritmo 4.

Simulação	Válvula							
Variável	0,178925	m						
Tamanho total da tubulação 1-2	Coefficiente de Rugosidade	Diâmetro interno	Pressão na entrada 1-2	Pressão na saída 1-2	Altura inicial	Altura Final	Leq Acessórios	Velocidade
300	0,00006	0,797	215240	211012,9858	0	0	0	3,046751712
m	m	m	Pa	Pa	m	m	m	m/s
Tamanho total da tubulação 2-4	Coefficiente de Rugosidade	Diâmetro interno	Pressão na entrada 2-4	Pressão na saída 2-4	Altura inicial	Altura Final	Leq Acessórios	Velocidade
100	0,00006	0,546	211012,9858	202562,2769	0	0	200	3,245924586
m	m	m	Pa	Pa	m	m	m	m/s
Tamanho total da tubulação 2-3-4	Coefficiente de Rugosidade	Diâmetro interno	Pressão na entrada 2-3-4	Pressão na saída 2-3-4	Altura inicial	Altura Final	Leq Acessórios	Velocidade
200	0,00006	0,546	211012,9858	202602,7525	0	0	200	3,245924586
m	m	m	Pa	Pa	m	m	m	m/s
Tamanho total da tubulação 4-5	Coefficiente de Rugosidade	Diâmetro interno	Pressão na entrada 4-5	Pressão na saída 4-5	Altura inicial	Altura Final	Leq Acessórios	Velocidade
300	0,00006	0,797	202602,7525	100424,2329	0	10	10	3,046751712
m	m	m	Pa	Pa	m	m	m	m/s
Tamanho total da tubulação 6-7	Coefficiente de Rugosidade	Diâmetro interno	Pressão na entrada 6-7	Pressão na saída 6-7	Altura inicial	Altura Final	Leq Acessórios	Velocidade
100	0,00006	0,797	101325	119478,1163	2	0	0	3,046751712
m	m	m	Pa	Pa	m	m	m	m/s
Fluido	Temperatura	Viscosidade	Peso Específico	Vazão	Gravidade	Balanco 2-3	Balanco 2-4	
Água	25	0,00089	997,05	1,52	9,81	0,50	0,50	
	graus C	Pa.s	kg/m³	m³/s	m/s²			

Autor (2019)

Executa-se novamente o Algoritmo 3, para verificar se é necessária uma alteração na potência da bomba principal após a adição do acessório. Como pode ser visualizado na Figura 28, a potência tem uma alteração baixa:

Figura 28 – Potência da bomba principal após a adição da válvula.



Autor (2019)

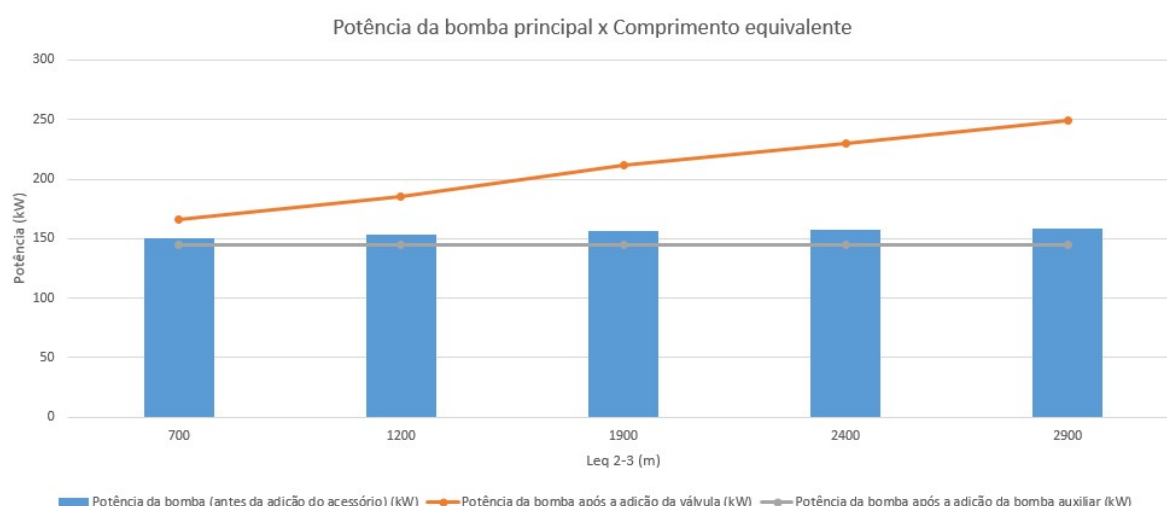
Todo o processo foi executado novamente, aumentando em 500 metros o L_{eq} da tubulação 2-3 a cada iteração. Os resultados podem ser visualizados na Tabela 6. O aumento de L_{eq} é realizado para simular adições de novos ramais com trocadores de calor.

Tabela 6 – Resultados das simulações de variação de L_{eq} .

Leq 2-3 (m)	Leq 2-4 (m)	Potência da bomba (antes da adição do acessório) (kW)	Perda de carga da válvula (m)	Carga fornecida pela bomba auxiliar (m)	Potência da bomba após a adição da válvula (kW)	Potência da bomba após a adição da bomba auxiliar (kW)
700	200	150,7	1,45	1,45	165,8	144,3
1200	200	153,5	2,72	2,72	184,8	144,3
1900	200	155,9	4,51	4,51	211,4	144,3
2400	200	157,2	5,78	5,78	230,3	144,3
2900	200	158,1	7,06	7,06	249,3	144,3

Autor (2019)

Percebe-se que a potência da bomba principal apresenta uma alta variação quando se adiciona uma válvula de controle no sistema, conforme a Figura 29:

Figura 29 – Gráfico de potência da bomba principal por comprimento equivalente.

Autor (2019)

Para o caso mais extremo das simulações acima (L_{eq} 2-3 de 2900 metros), é necessário adicionar 52,64 kW de potência na bomba principal, apenas para suprir a perda de carga causada pela adição da válvula. De acordo com Pontes, Yamauchi e Silva (2019), o valor do MWh no Brasil é de R\$ 158,53. Considerando uma indústria

que funciona 24h por dia, 365 dias por ano, temos um gasto adicional de R\$ 73102,42 por ano ao adicionar a válvula.

As próximas simulações serão realizadas mantendo o L_{eq} 2-4 e 2-3 em 30 metros, e aumento do comprimento da tubulação 2-3 em incrementos de 50 metros, como pode ser visualizado na Tabela 7:

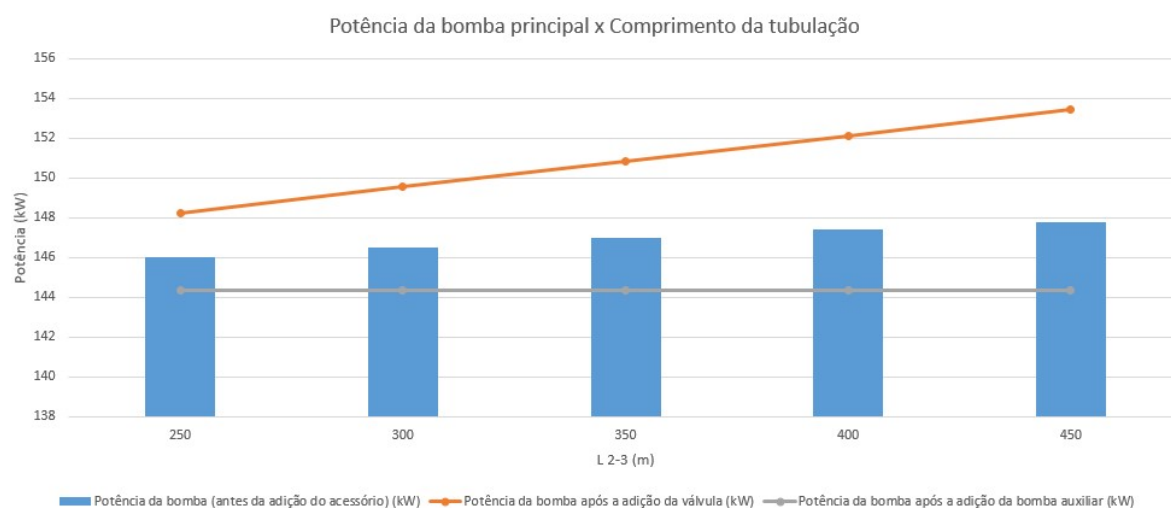
Tabela 7 – Resultado das simulações de variação de comprimento.

L 2-3 (m)	L 2-4 (m)	Potência da bomba (antes da adição do acessório) (kW)	Perda de carga da válvula (m)	Carga fornecida pela bomba auxiliar (m)	Potência da bomba após a adição da válvula (kW)	Potência da bomba após a adição da bomba auxiliar (kW)
250	100	146,0	0,26	0,26	148,2	144,3
300	100	146,5	0,34	0,34	149,5	144,3
350	100	146,9	0,43	0,43	150,8	144,3
400	100	147,4	0,52	0,52	152,1	144,3
450	100	147,8	0,61	0,61	153,4	144,3

Autor (2019)

Verifica-se que, apesar da variação do comprimento da tubulação, a potência da bomba principal quase não se altera. A Figura 30 ilustra a variação das potências conforme a variação do comprimento da tubulação:

Figura 30 – Gráfico de potência da bomba principal por comprimento da tubulação.



Autor (2019)

Vê-se que, quando o acessório é uma bomba auxiliar, a potência da bomba principal não varia junto com o comprimento ou com o L_{eq} da tubulação 2-3, já que a bomba auxiliar é dimensionada de forma a suprir apenas a perda de carga da tubulação 2-3 que ultrapassa a perda de carga da tubulação 2-4.

A próxima solução testada é a diminuição do diâmetro da tubulação 2-4: simula-se o sistema diminuindo o diâmetro da tubulação 2-4, de forma que a perda de carga nesse trecho aumente até se igualar a perda de carga da tubulação 2-3. Usaram-se os parâmetros idênticos aos da Figura 27. Foram inseridos diversos diâmetros manualmente, e a tubulação Schedule 60 NPS 22 apresentou o menor dos erros (51% do escoamento principal indo para a tubulação 2-3, e 49% indo para a tubulação 2-4).

Por fim, simulou-se o sistema em uma situação limítrofe, no qual o L_{eq} da tubulação 2-3 é de 2900 metros, mas deseja-se que, após a adição de uma válvula, 75% do escoamento vá para o trecho 2-3 (diferentemente dos 50% que foram considerados nas demais simulações). A potência da bomba principal antes da adição da válvula é a mesma da última simulação da Tabela 2 (158,1 kW). Após o término da execução dos algoritmos, e com a adição de uma válvula que causa 14,41 metros de perda de carga, a potência da bomba principal foi para 353,9 kW, um aumento exorbitante para a adição de uma válvula. A válvula sozinha é responsável por um aumento de 107,3 kW de potência da bomba principal, causando um custo adicional de R\$ 149093,30 por ano.

5 Conclusão

As soluções propostas para solucionar o problema de “curto-circuito” em um sistema de distribuição de água de resfriamento (adição de bomba auxiliar, adição de válvula de controle ou diminuição do diâmetro da tubulação) são efetivas, porém, é necessário realizar uma análise financeira para determinar a melhor.

A adição de uma bomba auxiliar no sistema evita que o curto-circuito aconteça, mas não diminui significativamente a potência da bomba principal.

Ao adicionar uma válvula de controle, a potência da bomba principal deve ser aumentada para suprir essa perda de carga adicional.

A diminuição do diâmetro interno da tubulação 2-4 para que a perda de carga seja maior não é a solução mais precisa, porém, pode ser utilizada caso o erro (e a incapacidade de aumentar a vazão) causado por esse método seja aceitável no projeto.

Do ponto de vista financeiro, utilizar uma tubulação de diâmetro menor no trecho com menor perda de carga, de forma que as perdas nos dois trechos sejam iguais é o método mais econômico, visto que além de economizar recursos com a adição de acessórios, também se economiza na compra da tubulação. Porém, como citado anteriormente, esse não é o método mais preciso, e nem manipulável.

A adição da bomba auxiliar fornece maior controle e a possibilidade de crescimento da vazão do sistema. Porém, o custo de compra e o gasto de energia de uma bomba auxiliar é um fator a ser considerado.

Por fim, tem-se a adição de uma válvula de controle, que fornece uma capacidade de controle maior que a diminuição de diâmetro e tem um custo menor do que a adição de uma segunda bomba no sistema.

Deve-se considerar também a situação com maior perda de carga. Como visto na Tabela 2, quando há uma grande diferença na perda de carga entre os trechos 2-3 e 2-4 da tubulação (por exemplo: trocadores de calor diferentes, com perdas de carga distintas), a potência necessária para que o escoamento ocorra ao adicionar uma válvula de controle cresce consideravelmente com o aumento do L_{eq} . Apesar de a bomba secundária não diminuir consideravelmente a potência da bomba principal, ela evita que a potência citada aumente com o crescimento da perda de carga, portanto pode-se considerar a adição da bomba auxiliar como uma solução economicamente viável nessa situação.

Porém, de acordo com os dados da Tabela 3, caso o comprimento da tubulação aumente, com os L_{eq} das duas tubulações permanecendo iguais (por exemplo: trocadores de calor em pontos distantes da indústria), o aumento da potência necessária da bomba principal com a adição de uma válvula de controle não é alto o suficiente para

se justificar a adição de uma bomba auxiliar.

Em qualquer dos dois casos, a pior solução apresentada é o controle da perda de carga pela variação de diâmetro da tubulação. Esse método, apesar de ser o mais econômico, é impreciso, e torna inviável o aumento de vazão do sistema caso seja necessário.

6 Sugestões para Trabalhos Futuros

Sugere-se, para a execução de trabalhos futuros:

- 1) Simular os mesmos parâmetros utilizando *softwares* como ASPEN ou HYSYS, para obter resultados mais próximos de uma condição real;
- 2) Utilizar equações para cálculo do coeficiente de atrito mais simples, como a de Hardy-Cross, visto que a faixa de número de Reynolds em que o escoamento está, o erro de equações explícitas para o cálculo da perda de carga é ínfimo.
- 3) Melhorar o código de execução da macro. Com algumas alterações, o tempo de execução pode cair para bem menos da metade do atual.
- 4) Utilizar outros programas para a execução da simulação, como o EPANET.

Referências

- ÇENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M. **Mecânica dos Fluidos**: Fundamentos e Aplicações. [S.I.]: AMGH, 2007. ISBN 978-85-8055-066-5.
- FOX, R. W.; PRITCHARD, P. J.; MCDONALD, A. T. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. Sétima edição. [S.I.]: LTC, 2010.
- MA, J.; WANG, Y.; FENG, X. Optimization of multi-plants cooling water system. **Energy**, Elsevier, p. 797 – 815, March 2018.
- MACINTYRE, A. J. **Bombas e Instalações de Bombeamento**. Segunda edição revisada. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora, 1997.
- MCCABE, W. L.; C.SMITH, J.; HARRIOTT, P. **Unit Operations of Chemical Engineering**. Quinta edição. [S.I.]: McGRAW-HILL, 1993.
- MUNSON, B. R.; YOUNG, D. F.; OKIISHI, T. H. **Fundamentos da Mecânica dos Fluidos**. 4. ed. [S.I.]: Edgard Blucher, 2002.
- PONTES, R. F.; YAMAUCHI, W. M.; SILVA, E. K. Analysis of the effect of seasonal climate changes on cooling tower efficiency, and strategies for reducing cooling tower power consumption. **Applied Thermal Engineering**, July 2019.
- RIBEIRO, M. A. **Válvulas de Controle e Segurança**. Quinta edição. Salvador, 1999.
- SPX COOLING TECHNOLOGIES. **Cooling Tower Fundamentals**. Second edition. Kansas, 2009.
- TELLES, P. C. S. **Tubulações Industriais**: Materiais, Projeto, Montagem. Décima edição. [S.I.]: LTC, 2001.

Apêndices

APÊNDICE A – Código que executa os algoritmos

```

Public Sub Psaida(ByVal saida As Integer)

Dim Pi, Re, Fatrito, a, b, c, hl, hd, ht, hb, Visc, Pesp, Vaz
    , Bal23, Bal24, Vaz23, Vaz24, L12, Rug12, Diam12, Pe12,
    Ps12, He12, Hs12, Leq12, L23, Rug23, Diam23, Pe23, Ps23,
    He23, Hs23, Leq23, L24, Rug24, Diam24, Pe24, Ps24, He24,
    Hs24, Leq24, L45, Rug45, Diam45, Pe45, Ps45, He45, Hs45,
    Leq45, L67, Rug67, Diam67, Pe67, Ps67, He67, Hs67, Leq67
As Double

Visc = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("C20").
    Value
Pesp = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("D20")
Vaz = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("e20")
g = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("f20")
Bal23 = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("g20")
Bal24 = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("h20")
Pi = WorksheetFunction.Pi()
Vaz23 = Vaz * Bal23
Vaz24 = Vaz * Bal24

L12 = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("a5")
Rug12 = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("b5")
Diam12 = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("c5")
Pe12 = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("d5")
Ps12 = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("e5")
He12 = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("f5")
Hs12 = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("g5")
Leq12 = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("h5")

L23 = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("a11")
Rug23 = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("b11")
Diam23 = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("c11")
Pe23 = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("d11")
Ps23 = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("e11")
He23 = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("f11")
Hs23 = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("g11")
Leq23 = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("h11")

L24 = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("a8")
Rug24 = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("b8")
Diam24 = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("c8")
Pe24 = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("d8")
Ps24 = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("e8")
He24 = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("f8")
Hs24 = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("g8")
Leq24 = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("h8")

L45 = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("a14")
Rug45 = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("b14")

```

```

Diam45 = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("c14")
Pe45 = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("d14")
Ps45 = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("e14")
He45 = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("f14")
Hs45 = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("g14")
Leq45 = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("h14")

L67 = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("a17")
Rug67 = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("b17")
Diam67 = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("c17")
Pe67 = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("d17")
Ps67 = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("e17")
He67 = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("f17")
Hs67 = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("g17")
Leq67 = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("h17")

If ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("B1") = "Vá
lvula" And saida <> 5 And saida <> 7 Then
    ha = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("B2")
Else
    If ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("B1") = "
Bomba" And saida <> 5 And saida <> 7 Then
        hb = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("B2"
        )
    End If
End If

f = 0.01

If saida = 2 Then
    V = Vaz / (Pi * (Diam12 ^ 2) / 4)
    ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("i5") = V
    Re = (V) * Pesp * Diam12 / Visc
    a = (Rug12 / Diam12) / (3.7)
    Fatrito = Colebrook(a, Re, f)
    hl = Fatrito * (Leq12 / Diam12) * ((V ^ 2) / (2 * g))
    hd = Fatrito * (L12 / Diam12) * ((V ^ 2) / (2 * g))
    ht = hd + hl
    ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("e5") = ((
        Pe12 / (Pesp * g)) + He12 - Hs12 - ht) * Pesp * g
Else
    If saida = 3 Then
        Vaz23 = Vaz * ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").
            Range("g20")
        V = Vaz23 / (Pi * (Diam23 ^ 2) / 4)
        ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("i11") =
            V
        Re = (V) * Pesp * Diam23 / Visc
        a = Rug23 / (3.7 * Diam23)
        Fatrito = Colebrook(a, Re, f)
        hl = Fatrito * (Leq23 / Diam23) * ((V ^ 2) / (2 * g))
        hd = Fatrito * (L23 / Diam12) * ((V ^ 2) / (2 * g))
        ht = hd + hl
    End If
End If

```

```

ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("e11") =
    ((Pe23 / (Pesp * g)) + He23 - Hs23 - ht + hb) *
    Pesp * g
Else
    If saida = 4 Then
        Vaz24 = Vaz * ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos")
            .Range("h20")
        V = Vaz24 / (Pi * (Diam24 ^ 2) / 4)
        ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("i8")
            = V
        Re = (V) * Pesp * Diam24 / Visc
        a = Rug24 / (3.7 * Diam24)
        Fatrito = Colebrook(a, Re, f)
        hl = Fatrito * (Leq24 / Diam24) * ((V ^ 2) / (2 *
            g))
        hd = Fatrito * (L24 / Diam12) * ((V ^ 2) / (2 * g
            ))
        ht = hd + hl + ha
        ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("e8")
            = ((Pe24 / (Pesp * g)) + He24 - Hs24 - ht) *
            Pesp * g
    Else
        If saida = 7 Then
            V = Vaz / (Pi * (Diam67 ^ 2) / 4)
            ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("
                i17") = V
            Re = (V) * Pesp * Diam67 / Visc
            a = Rug67 / (3.7 * Diam67)
            Fatrito = Colebrook(a, Re, f)
            hl = Fatrito * (Leq67 / Diam67) * ((V ^ 2) /
                (2 * g))
            hd = Fatrito * (L67 / Diam12) * ((V ^ 2) / (2
                * g))
            ht = hd + hl
            ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("
                e17") = ((Pe67 / (Pesp * g)) + He67 - Hs67
                - ht) * Pesp * g
        Else
            If saida = 5 Then
                V = Vaz / (Pi * (Diam45 ^ 2) / 4)
                ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").
                    Range("i14") = V
                Re = (V) * Pesp * Diam45 / Visc
                a = Rug45 / (3.7 * Diam45)
                Fatrito = Colebrook(a, Re, f)
                hl = Fatrito * (Leq45 / Diam45) * ((V ^
                    2) / (2 * g))
                hd = Fatrito * (L45 / Diam12) * ((V ^ 2)
                    / (2 * g))
                ht = hd + hl
                ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").
                    Range("e14") = ((Pe45 / (Pesp * g)) +
                    He45 - Hs45 - ht) * Pesp * g
            End If
        End If
    End If

```

```

        End If
    End If
End If

End Sub

Sub escoamento()

Bal23 = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("g20")
saida = 2

Call Psaida(saida)

Line1:
saida = 3

Call Psaida(saida)

saida = 4

Call Psaida(saida)

Ps23 = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("e11")
Ps24 = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("e8")

If Ps24 / Ps23 >= 1.00002 Then
    Bal23 = Bal23 - 0.000001
    ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("g20") =
        Bal23
    GoTo Line1
Else
    If Ps24 / Ps23 <= 0.99998 Then
        Bal23 = Bal23 + 0.000001
        ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("g20") =
            Bal23
        GoTo Line1
    Else
    End If
End If

saida = 5

Call Psaida(saida)

saida = 7

Call Psaida(saida)

End Sub

Function Colebrook(ByVal a As Double, ByVal Re As Double,
    ByVal f As Double) As Double

```

```

Line2:
b = 2.51 / (Re * (f ^ 0.5))
c = Log(a + b)

f2 = (1 / (-2 * c)) ^ 2

If f2 / f >= 1.00002 Or f2 / f <= 0.99998 Then
    f = f2
    GoTo Line2
End If

Colebrook = f2

End Function

Sub Bomba()

Line5:
If ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("e14") <
    ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("d17") Then
    ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("d5") =
        ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("d5") + 10
    Call escoamento
    GoTo Line5
Else
    If ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("e14") >
        ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("d17") *
        1.000001 Then
        ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("d5") =
            ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("d5")
            - 10
        Call escoamento
        GoTo Line5
    End If
End If

Pe = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("e17")
Ps = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("d5")
q = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("e20")
q = q * 60 * 60

Pot = q * (Ps - Pe) / 3600000

MsgBox ("A Potência da Bomba é " & Pot & " kW")

End Sub

Sub Acessorio()

Line3:
If ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("B1") = "Vá
lvula" Then
    Call escoamento
    b23 = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("g20")

```

```

    If b23 / 0.7 <= 0.999998 Then
        ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("b2") =
            ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("b2")
            + 0.000005
        GoTo Line3
    Else
        If b23 / 0.7 >= 1.000002 Then
            ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("b2")
                = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range(
                    "b2") - 0.000005
            GoTo Line3
        End If
    End If
Else
    If ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("B1") = "
    Bomba" Then
        Call escoamento
        b23 = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("
        g20")
        If b23 / 0.5 <= 0.999998 Then
            ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("b2")
                = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range(
                    "b2") + 0.000005
            GoTo Line3
        Else
            If b23 / 0.5 >= 1.000002 Then
                ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("
                b2") = ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos
                ").Range("b2") - 0.000005
                GoTo Line3
            End If
        End If
    End If
End If
End Sub

Sub Balanco()

ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("b1") = ""
ActiveWorkbook.Worksheets("Calculos").Range("b2") = 0

Call escoamento

End Sub

```